
Berechnung der Lastamplitude am Abknickpunkt des Wöhlerdiagramms von festgewalzten Kurbelwellen durch Simulation der Festwalzeigenspannungen und ihre Bewertung mit Hilfe der linear-elastischen Bruchmechanik



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktors-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Dipl. -Ing. Gilles Fomen
aus Bagangté (Kamerun)

Berichterstatter	:	Prof. Dr.-Ing. Matthias Oechsner
Mitberichterstatter	:	Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
Tag der Einreichung	:	07.04.2020
Tag der mündlichen Prüfung	:	07.07.2020

Darmstadt 2020

D17

Fomen, Gilles: Berechnung der Lastamplitude am Abknickpunkt des Wöhlerdiagramms von festgewalzten Kurbelwellen durch Simulation der Festwalzeigenspannungen und ihre Bewertung mit Hilfe der linear-elastischen Bruchmechanik


Darmstadt, Technische Universität Darmstadt,

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2021

Tag der mündlichen Prüfung: 07.07.2020

Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>



Meiner Mutter und meinem Vater gewidmet

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkstoffkunde der Technischen Universität Darmstadt im Kompetenzbereich Bauteilfestigkeit.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Oechsner, Leiter des Instituts für Werkstoffkunde und der staatlichen Materialprüfungsanstalt Darmstadt, für die Betreuung und Förderung dieser Arbeit sowie für die Berichterstattung und das entgegen gebrachte Vertrauen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz, Leiter des Fraunhofer Instituts für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit (SzM/LBF), danke ich für die Übernahme des Korreferats.

Ich möchte mich bei allen Kollegen bedanken, die mich im Laufe dieser Zeit unterstützt haben, insbesondere bei Herrn Dr.-Ing. Jörg Beyer, Leiter des Kompetenzbereichs Bauteilfestigkeit, und Herrn Prof. Dr.-Ing Ulrich Wuttke (Frankfurt University of Applied Sciences) für die fachliche Unterstützung. Den Herren Dr. rer. nat. Dominik Körber, Dipl.- Ing. (FH) Fabrizio Persichella, Dipl.-Ing. (FH) Andreas Delp und Dr.-Ing. Jens Gibmeier (Karlsruher Institut für Technologie) möchte ich für Ihre Mithilfe bei der Durchführung von Versuchen und Messungen danken.

Die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse basieren auf einem öffentlich geförderten Projekt, das über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. gefördert wurde. An dieser Stelle möchte ich mich bei den Projektpartnern bedanken, insbesondere bei Herrn Dr. Nejma, dem Obmann des Arbeitskreises, sowie bei den Herren Dr. H. Hochbein (Hegenscheidt-MFD GmbH & Co. KG), I. Papadimitriou (Georg Fischer Automotive AG), R. Wersching (Audi AG) und Dr. M. Fricke (Volkswagen AG) für die Bereitstellung, Bearbeitung und Messung der versuchsgegenständlichen Proben.

Eidesstattliche Erklärung:

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Dissertation selbständig verfasst und nur die angegebenen Hilfen verwendet habe.

A handwritten signature in blue ink, consisting of a series of loops and a long horizontal stroke extending to the right.

Darmstadt, den 07.04.2020

Inhaltverzeichnis

Inhaltverzeichnis.....	1
Formelzeichen und Abkürzungen	3
1 Einführung.....	10
2 Stand der Technik, Grundlagen.....	11
2.1 Schwingfestigkeit	11
2.1.1 Definition und Begriffe.....	11
2.1.2 Steigerung der Schwingfestigkeit durch Festwalzen	13
2.1.3 Konzepte zur Bewertung der Schwingfestigkeit	16
2.2 FE- Simulation des Festwalzprozesses.....	17
2.2.1 Grundidee der Finite Elementen Methode (FEM)	17
2.2.2 Simulation des Festwalzprozesses.....	19
2.3 Bewertung der Schwingfestigkeit festgewalzter Bauteile mit Hilfe der linear elastischen Bruchmechanik	25
2.3.1 Grundlage des ΔK -Konzepts	25
2.3.2 Die Beschreibung des Rissfortschritts	31
3 Zielsetzung	37
4 Experimentelle Untersuchungen.....	39
4.1 Gegenstand der Untersuchungen	39
4.2 Schwingfestigkeitsuntersuchungen an biegebelasteten Proben.....	40
4.2.1 Versuchsaufbau.....	40
4.2.2 Versuchsauswertung.....	41
4.2.3 Versuchsergebnis.....	42
4.3 Ergebnisse der Schwingfestigkeitsuntersuchung an kombinierten biege- und torsionsbelasteten Proben.....	47
5 Entwurf einer numerisch basierten Vorgehensweise zur Bestimmung der Risspitzenbeanspruchung	50
5.1 Bisherige Vorgehensweise	50
5.2 Motivation für eine neue Vorgehensweise.....	50
5.3 Beschreibung der neuen Vorgehensweise	51
5.3.1 Problematik einer direkten, numerischen, bruchmechanischen Bewertung im Anschluss an die Festwalzsimulation	51
5.3.2 Lösungsvorschlag.....	54
5.4 Validierung der entwickelten Vorgehensweise.....	54

5.4.1	Beispiel einer Scheibe mit Seitenriss unter Zugstreckenbelastung.....	54
5.4.2	Beispiel einer Scheibe mit einem rechnerisch erzeugten Eigenspannungsverlauf.....	57
5.4.3	Beispiel einer festgewalzten und zugbelasteten Platte mit durchgängigem und mit halbelliptischem Oberflächenanriss	63
5.4.4	Beispiel eines festgewalzten und zugbelasteten Hohlzylinders mit halbelliptischen Oberflächenanriss	73
5.4.5	Interpretation der Ergebnisse	78
6	Anwendung	80
6.1	Anwendungsfall 1: Berechnung des Rissstopps an biegebelastete kurbelwellenähnlichen Proben	80
6.2	Anwendungsfall 2. Berechnung des Rissstopps an kombinierten biege- und torsionsbelasteten kurbelwellenähnlichen Proben	85
6.3	Anwendungsfall 3: Berechnung des Rissstopps an einer seriengefertigten biegebelasteten Kurbelwelle.	89
7	Zusammenfassung und Ausblick	91
8	Literaturverzeichnis.....	92
9	Anhang.....	99

Formelzeichen und Abkürzungen

A	Querschnittfläche, allgemein
$A_{m,n}$	Quotienten der Gewichtsfunktion
C_m	Steifigkeit der Prüfmaschine im Zugversuch
D_E	Einspanndurchmesser
D_R	Rollendurchmesser
E	Elastizitätsmodul
F_B	Biegekraft
F_G	Gerätekraft oder Maschinenkraft, die in der Praxis zur Steuerung des Festwalzprozesses dient.
F_{GD}	Gerätekraft des Festwalzrollenpaars
F_{GE}	Gerätekraft der Einzelrolle
F_R	Rollenkraft
F_W	Festwalzkraft
G	Energiefreisetzungsrate
J	J-Integral
K	Spannungsintensitätsfaktor
K_{cl}	Spannungsintensitätsfaktor beim Riss schließen
$K_{I,II,III}$	Spannungsintensitätsfaktor der Rissöffnungsmoden I, II und III
K_{Ic}	Bruchzähigkeit
K_{LA}	Spannungsintensitätsfaktor aufgrund von Lastspannungen
K_{La}^{direkt}	direkt gerechneter Spannungsintensitätsfaktor aufgrund von Lastspannungen
$K_{La}^{indirekt}$	indirekt gerechneter Spannungsintensitätsfaktor aufgrund von Lastspannungen
$K_{max,0}^*$	Schwellenwert des maximalen Spannungsintensitätsfaktors des Zwei-Kriterien-Konzepts

K_{\max}	maximaler Wert für den Spannungsintensitätsfaktor
K_{op}	Spannungsintensitätsfaktor beim Rissöffnen
K_{RS}	Spannungsintensitätsfaktor aufgrund von Eigenspannungen
K_{VLast}	Vergleichsspannungsintensitätsfaktor aufgrund von Lastspannungen
L	Länge, allgemein
L_0	Ausgangslänge im Zugversuch
M_B	Biegemoment
N_D	Eckschwingspielzahl im Wöhlerversuch
N	Schwingspielzahl
N	Normalkraft
N_G	Grenzwahrschwingspielzahl
R	Beanspruchungsverhältnis
$R_F(\epsilon_p)$	einachsige Fließgrenze
R_m	Zugfestigkeit
$R_{p0.2}$	Streckgrenze
S	Nennspannung
S_a	Nennspannungsamplitude
S_{ak}	Nennspannungsamplitude an der Eckschwingspielzahl
V	Volumen
\dot{W}^P	Dissipationsrate
ΔK_{eff}	effektive Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors
ΔK_{th}^*	Schwellenwert-Wert des Zwei-Kriterien-Konzeptes
$\Delta K_{\text{th,eff}}$	effektiver Schwellenwert

ΔK_{th}	Schwellenwert
ΔK	Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors

$\dot{\bar{\epsilon}}^p$	plastische Vergleichsdehnrate
$\dot{\epsilon}_{ij}$	Dehnratentensor
$\dot{\epsilon}_{ij}^e$	elastischer Dehnratentensor
$\dot{\epsilon}_{ij}^p$	plastischer Dehnratentensor
$\dot{\epsilon}_{kk}^e$	kugeliger Anteil des elastischen Dehnratentensors
$\bar{\epsilon}^p$	plastische Vergleichsdehnung
$\kappa _0$	Anfangsfließspannung
$\dot{\xi}_{ij}^{(n)}$	Rückspannungsrate
$\dot{\sigma}_h$	hydrostatischen Spannungsrate
α	Tiefenwinkel des Anrisses
α_k	Spannungsformzahl
α_w	Kraftwinkel
β	Oberflächenwinkel des Anrisses
$\gamma^{(n)}$	kinematische Verfestigungsparameter nach Chaboche
γ	kinematische Verfestigungsparameter nach Armstrong / Frederick
δ_{ij}	Kronecker-Symbol, $\delta_{ij} = 1$ für $i = j$ und $\delta_{ij} = 0$ für $i \neq j$
ϵ	Dehnungen
ϵ'_{ij}	Deviatoranteil des Dehnungstensors
$\epsilon_{ges,pl}$	plastische Gesamtdehnung der Maschine und Probe im Zugversuch
ϵ_{ges}	Gesamtdehnung im Zugversuch
ϵ_{ij}	Dehnungstensor
ϵ_{ij}^e	elastischer Dehnungstensor
ϵ_{ij}^p	plastischer Dehnungstensor

ε_{kk}	Kugelanteil des Dehnungstensors
$\varepsilon_{m,pl}$	plastische Dehnung der Maschine im Zugversuch
$\varepsilon_{w,B}$	wahre Dehnung beim Bruch
ε_w	wahre Dehnung
ε_Z	Dehnung im Zugversuch
θ_w	Überwälzungswinkeln
$\kappa_n(\bar{\varepsilon}^p)$	Spannungsmaß
$\dot{\lambda}$	plastischer Multiplikator
ν	Poissonszahl
σ	Spannungen
$\bar{\sigma}$	Vergleichsspannung nach von Mises
σ'_{ij}	Deviatorspannung
σ_F	Fließspannung
σ_h	hydrostatische Spannung
σ_i	erste, zweite und dritte Hauptspannung für $i=1,2,3$
σ_{ij}	Spannungstensor
σ_r	Spannungskomponente in radialer Richtung
σ_{RS+LA}	umgelagerte Spannung, aufgrund von Eigen- und Lastspannungen
σ_w	wahre Spannung
σ_θ	Spannungskomponente in Umfangsrichtung
σ_φ	Spannungskomponente in tangentialer Richtung
σ_ϕ	Normalspannung in der durch den Winkel ϕ definierten Richtung
$\varphi \dots$	Fließfunktion

ω	die potentielle Energiedichte
ρ	Dichte
a	Risslänge
b	isotrope Verfestigungsparameter
d	Abstand zwischen parallelen Gitterebenen
g	Erdanziehungskraft
h	Höhe, allgemein
$h \text{ (...)}$	Gewichtsfunktion
h_0	Ausgangshöhe der Druckprobe
i	Ordnungszahl
k	Neigungsexponent der Wöhlerkurve
m	Exponent im Rissfortschrittsgesetz nach Paris
n	Anzahl der Proben eines Lasthorizonts
n_i	nach aussen zeigender Normalenvektor der Kontur Γ_0
$P_{\bar{u}}$	Überlebenswahrscheinlichkeit
r	Anzahl gebrochener Proben eines Lasthorizonts
r_0	Kerbradius
r_R	Profilradius
\ddot{u}	Anzahl der Überrollungen
u_j	Verschiebungen
ν	Poissonzahl
c	Parameter für die kinematische Verfestigung

Abkürzungsverzeichnis

CAD	Compter Aided Design
CTOA	„Crack Tip Opening Angle“
CTOD	“Crack Tip Opening Displacement”
EPBM	elastisch plastische Bruchmechanik
ESP	ebener Spannungszustand
EVZ	ebener Verschiebungszustand
FEM	Finite-Elemente-Methode
LEM	linear-elastische Bruchmechanik
SIF	Spannungsintensitätsfaktor
Rd.	Rund

1 Einführung

Die Entwicklung im Fahrzeugbau zeigt einen Zwang zum Leichtbau, um Materialkosten, Verbrauch und CO₂-Ausstoß zu reduzieren, und um damit letztlich „am Markt“ zu bestehen. Zur Verbesserung der Schwingfestigkeitseigenschaften hochbeanspruchter, gekerbter Bauteile, werden häufig Randschichtnachbehandlungsverfahren für die lokale Festigkeitssteigerung eingesetzt, da die Bauteile meist ausgehend von der Oberfläche oder im oberflächennahen Bereich versagen. Neben thermischen, thermochemischen und thermomechanischen Verfahren werden rein mechanische Verfahren wie Festwalzen angewendet. Die durch Festwalzen verursachte lokale plastische Verformung der Oberfläche verändert die Eigenschaften der Randschicht im Hinblick auf die Schwingfestigkeit positiv. Die Ursache dafür liegt unter anderem in der Steigerung der Randhärte und im Einbringen von Druckeigenspannungen in den oberflächennahen Bereichen bis in eine Tiefe von etwa 1-2 mm [1], [2], [3], [4].

An Kurbelwellen lässt sich die Schwingfestigkeit z.B. durch Festwalzen von ermüdungskritischen Übergangsradien zwischen Kurbelwellenzapfen und Wange um bis zu 200% gegenüber dem ungewalzten Zustand steigern [5]. Die Festigkeitssteigerung ist bei den typischerweise aus Vergütungsstahl hergestellten Kurbelwellen im Wesentlichen auf die eingebrachten Druckeigenspannungen mit einem Maximum unterhalb der Oberfläche zurückzuführen. Ein an der Oberfläche entstehender Ermüdungsanriss wird durch das Druckeigenspannungsfeld am Wachstum gehindert, was bis zum Stehenbleiben des Risses im Bereich des Druckeigenspannungsmaximums führen kann. Dies wurde in [6] am Beispiel von Bauteilen aus Gusseisen mit Kugelgraphit und in [1] am Beispiel von Kurbelwellen aus Vergütungsstahl 42CrMo4 V nachgewiesen. Die in der Literatur z.B. in [7], [8], [9] genannten Steigerungsraten von über 100% beruhen alle auf dem Effekt des Stehenbleibens der Ermüdungsanrisse im Druckeigenspannungsfeld. Das Bauteil ist trotz Anriss dauerhaft. Eine rechnerische Abschätzung der Schwingfestigkeit wurde erfolgreich in [10], [1], [2], [11] mit Hilfe bruchmechanischer Ansätze durchgeführt. Die Entwicklung des Bemessungsverfahrens erfolgte an festgewalzten Bauteilen aus Vergütungsstahl 42CrMo4 V.

Aufgrund der günstigen Herstellungskosten gegenüber dem Vergütungsstahl 42CrMo4 V bei gleichzeitig guter Verarbeitbarkeit, werden Kurbelwellen bei geringeren Belastungen aus mikrolegiertem AFP-Stahl 38MnVS6 BY oder aus Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700 gefertigt. AFP-Stahl steht für ausscheidungshärtender ferritisch-perlitischer Stahl und wurde aus der Überlegung entwickelt, eine Kostenreduzierung im Vergleich zu vergüteten Stählen durch eine vereinfachte Wärmebehandlung aus der Schmiedehitze zu erzielen [12]. Gusseisen ist kostengünstiger und zeichnet sich zusätzlich aufgrund des hohen Graphitanteils in der Eisenmatrix durch die geringere Dichte aus.

Ziel dieser Arbeit ist zum einen die Übertragung des Bemessungskonzepts auf den AFP-Stahl 38MnVS6 BY und auf Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700 und zum anderen die Erweiterung der bruchmechanischen Bewertung auf räumliche Rissprobleme.

2.1 Schwingfestigkeit

2.1.1 Definition und Begriffe

Das Festigkeitsverhalten eines Bauteils unter zyklischer Belastung spielt bei der Auslegung von Maschinen und Anlagen eine wichtige Rolle. In vielen Anwendungen müssen zur Absicherung der Bauteile aufwendige Versuche durchgeführt werden. Für Baugruppen bzw. Bauteile, die über längere Zeiträume betrieben werden müssen, ist die Ermittlung der Belastung meist komplex, da sich der zeitliche und tatsächliche Ablauf der relevanten Belastungen bzw. Beanspruchungen im Betrieb sich erst zum Ende der Lebensdauer ergibt. Zur Abschätzung der Sicherheit gegenüber der Schwingbelastung wird eine Ermüdungsfestigkeitsanalyse durchgeführt. Je nach Ziel und Gebrauch unterscheidet [13] zwischen einer dauerfesten und einer betriebsfesten Auslegung, **Abbildung 2.1**. Die dauerfeste Auslegung verfolgt das Ziel, dass die Betriebsbelastungsamplituden einen Mindestabstand zur Dauerfestigkeit* einhalten. Bei der betriebsfesten Auslegung werden Amplituden oberhalb der Dauerfestigkeit zugelassen. Dies ist erforderlich, wenn es sich beispielsweise um Leichtbaustrukturen handelt, die Anforderungen zur Umweltverträglichkeit, Ressourcenschonung, Materialeinsparung genügen müssen.

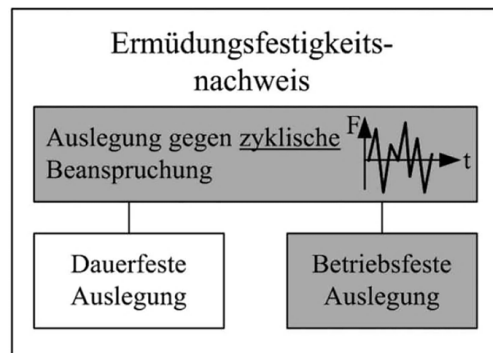


Abbildung 2.1: Aufteilung der Ermüdungsfestigkeit nach [13]

Die Charakterisierung der Beanspruchung im Dauerschwingversuch wird mit Hilfe von Beanspruchungskennwerten durchgeführt, **Abbildung 2.2**. Ein Schwingenspiel ist durch das Durchlaufen der oberen (σ_o), mittleren (σ_m) und unteren Spannung (σ_u) charakterisiert. Das Verhältnis zwischen unteren und oberen Spannungswert wird Spannungsverhältnis R genannt. $\Delta\sigma$ ist die Spannungsschwingbreite.

**) Der Begriff Dauerfestigkeit ist in der Wissenschaft umstritten, da sie eine unendliche Lebensdauer bedeutet. Tatsächlich stellen Autoren fest, beispielsweise in [14], dass sich je nach Werkstoff und Umgebungsbedingungen eine endliche Lebensdauer einstellt. Der Begriff Dauerfestigkeit in diesem Buch bezieht sich deshalb auf die Last am Abknickpunkt im Wöhlerdiagramm.*

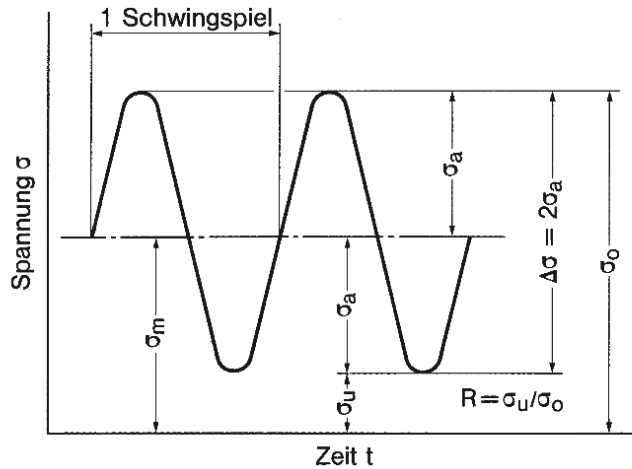


Abbildung 2.2: Beanspruchungskennwerte im Dauerschwingversuch [17]

Die experimentelle Analyse der Schwingfestigkeitseigenschaften eines Bauteils erfolgt meist mittels eines Wöhlerversuchs [15]. Wöhler erkannte schon 1858, dass unterschiedlich hohe konstante Schwingungsamplituden zu unterschiedlich hohen Schwingenspielzahlen führen. Der qualitative Verlauf der Wöhlerlinie ist in **Abbildung 2.3** dargestellt. Die Wöhlerkurve wird in 3 Bereiche unterteilt: Der Kurzzeitfestigkeitsbereich bzw. Formfestigkeitsbereich (K), der Zeitfestigkeitsbereich (Z) und der Dauerfestigkeitsbereich (D). Im Zeitfestigkeitsbereich lässt sich im doppeltlogarithmischen Diagramm der Zusammenhang zwischen der Spannungsamplitude σ_a und der Schwingenspielzahl N näherungsweise mit Hilfe einer Gerade beschreiben. Die Formfestigkeit wird bis Schwingenspielzahlen von circa $N = 10^4$ angenommen [17]. Der (Lang)Zeitfestigkeitsbereich erstreckt sich von etwa $N = 10^5$ bis $N = 10^6$ Schwingenspielen. Der Knickpunkt N_D zur Dauerfestigkeit befindet sich zwischen 10^6 und 10^7 Schwingenspielen.

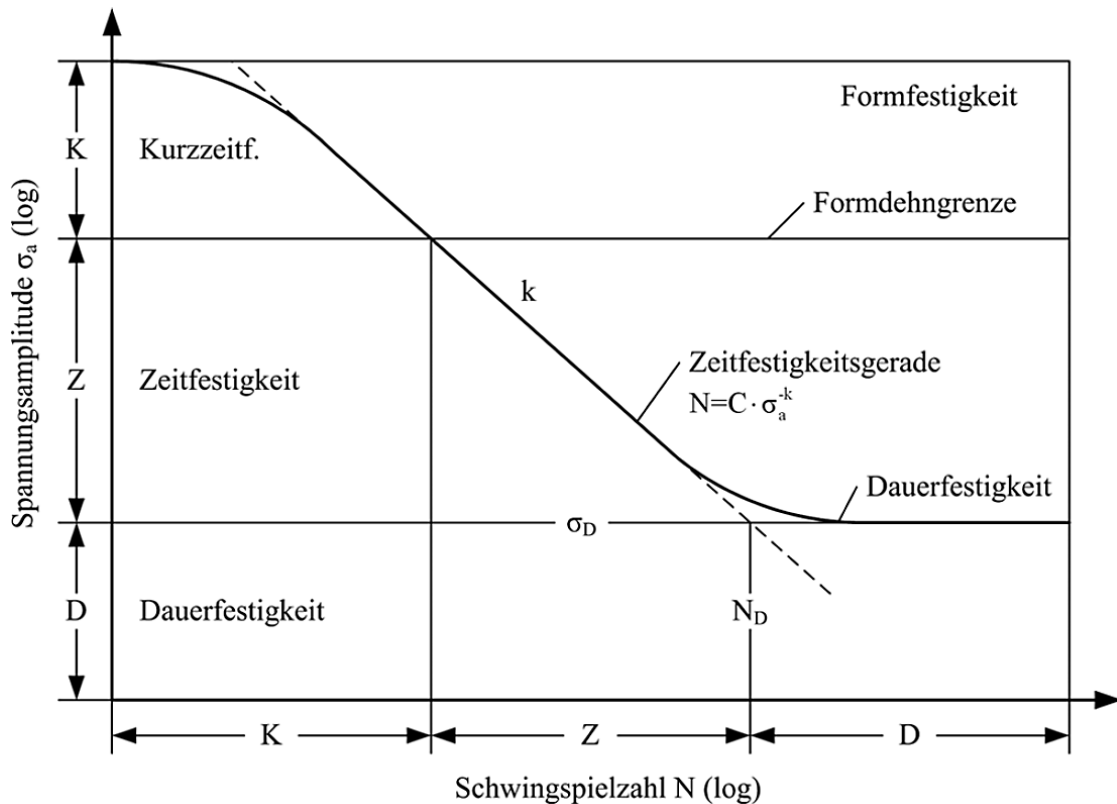


Abbildung 2.3: Kennwerte einer Wöhlerlinie und Abgrenzung ihrer Bereiche nach [16]

Die Genauigkeit des im Wöhlerversuch erzielten Ergebnisses ist von der Anzahl der Versuchspunkte abhängig. Eine genaue Bestimmung der Dauerfestigkeit ist aufgrund der Streuung und des sich abflachenden Verlaufs im Übergangsbereich zeitintensiv, sodass es sich in der Praxis meist nicht lohnt, die Dauerfestigkeit mit einer hohen Genauigkeit zu bestimmen. Deshalb werden Grenzschnitzspielzahlen von $N_D = 2 \cdot 10^6$ bis $N_D = 10^7$ definiert, um den Versuchsaufwand zu reduzieren [17]. Die Spannungsamplitude σ_D am Knickpunkt im reduzierten Versuch wird technische Dauerfestigkeit genannt. Der Begriff Dauerfestigkeit in dieser Arbeit entspricht der technischen Dauerfestigkeit des Bauteils, ermittelt mit einer Grenzschnitzspielzahl von $N_D = 5 \cdot 10^6$.

2.1.2 Steigerung der Schwingfestigkeit durch Festwalzen

Festwalzen ist ein umformendes Fertigungsverfahren, bei dem eine lokale plastische Verformung der Oberfläche gezielt erzeugt wird. Das Verfahren wird sowohl zur Steigerung der Lebensdauer von Bauteilen im Zeitfestigkeitsbereich als auch zur Erhöhung der Dauerfestigkeit angewendet. Das Festwalzen wird seit Jahren zur Steigerung der Dauerfestigkeit von Kurbelwellen im Automobilbau erfolgreich praktiziert. Die erzielbaren Steigerungsraten reichen von 20 bis 300 % und sind vom Werkstoff, von der Festwalzkraft und Geometrie abhängig [19].

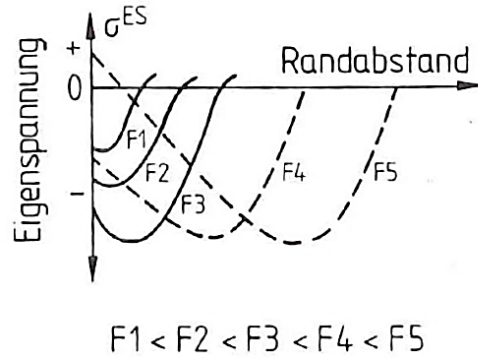


Abbildung 2.4: Einfluss der Festwalzkraft auf die Eigenspannungen [93]

Das lokale Eindringen der Oberfläche verändert den Spannungszustand an der Oberfläche und unterhalb der Oberfläche. Bauteile mit oberflächennahen ermüdungskritischen Bereichen können optimiert werden, indem Druckeigenspannungen in diesen Bereichen erzeugt werden. In **Abbildung 2.5** ist der qualitative Verlauf der Eigenspannungen nach dem Festwalzprozess dargestellt. Das Maximum der Eigenspannungen befindet sich unterhalb der Oberfläche. Die Höhe und Lage des Maximums ist vom Werkstoff, von der Festwalzkraft F , von der Geometrie und von der Anzahl der Überwalzungen \ddot{u} abhängig. Bei gekerbten Bauteilen ist der Dauerfestigkeitsgewinn durch Festwalzen besonders groß im Vergleich zu festgewalzten nicht gekerbten Bauteilen. Dieser Effekt lässt sich mit Hilfe des Modells von Fuchsbauer [20] veranschaulichen, das an gekerbten festgewalzten Zugproben abgeleitet wurde, **Abbildung 2.9**. Unter einer Zugbelastung (σ_{zykl}^z) bewirken die Druckeigenspannungen (σ_{RS}) eine günstige Verschiebung der Beanspruchung im Vergleich zum ungewalzten Zustand. Aufgrund der Kerbwirkung befindet sich das Maximum der Lastspannungen im ungewalzten Zustand im Kerbgrund und fällt mit wachsender Risslänge a steil ab. Um Risswachstum nach Festwalzen zu erzeugen, müssen die durch Festwalzen erzeugten Druckeigenspannungen (schraffierter Bereich) überwunden werden. Da sich das Maximum der Eigenspannungen unterhalb der Oberfläche befindet und sich die effektive Beanspruchung aus der Superposition von Last- und Eigenspannungen ergibt, folgt, dass bis zum Eigenspannungsmaximum der Effekt des Festwalzprozesses sich zunächst mit steigender Risslänge a verstärkt.

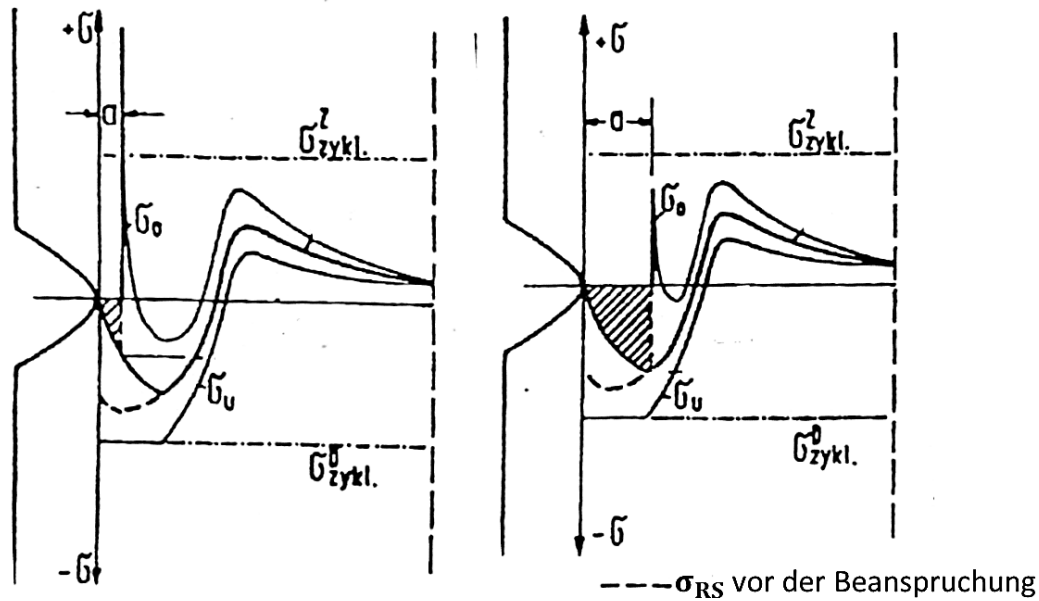


Abbildung 2.5: Spannungsverteilung bei angerissenen Kerbproben [20]

Weitere günstige Auswirkungen des Festwalzprozesses auf die Schwingfestigkeit von Bauteilen sind die Glättung der Oberfläche, die Erhöhung der Randhärte und, bei gesinterten Werkstoffen die Verdichtung des Materials in der Randschicht [18]. Eine getrennte Betrachtung von Anriss- und Bruchschwingfestigkeit ergab am Beispiel von festgewalzten bauteilähnlichen Proben aus Vergütungsstahl 42CrMo4V [1], [2], [11], dass sich die Effekte Glättung der Oberfläche, Randschichthärtung und Bildung der Druckeigenspannung unterschiedlich groß auf die Steigerung auswirken, **Abbildung 2.6**. Der Verlauf der Anriss- und Bruchwöhlerkurven zeigt, dass sich mit abnehmender Spannungsamplitude der Festwalzprozess höher auf die Schwingspielzahlen auswirkt. Die erzielte Steigerungsrate der nicht angerissenen Proben, die den Einfluss der Oberflächenglättung und Werkstoffverfestigung beinhaltet, ist gegenüber den Steigerungsraten der anrissbehafteten Proben gering. Diese Ergebnisse bestätigen das Modell von Fuchsbauer, dass der entscheidende Anteil des Steigerungsgewinns in der Risswachstumsphase erfolgt, und auf die Wirkung der Druckeigenspannungen mit einem Maximum unterhalb der Oberfläche zurückzuführen ist.

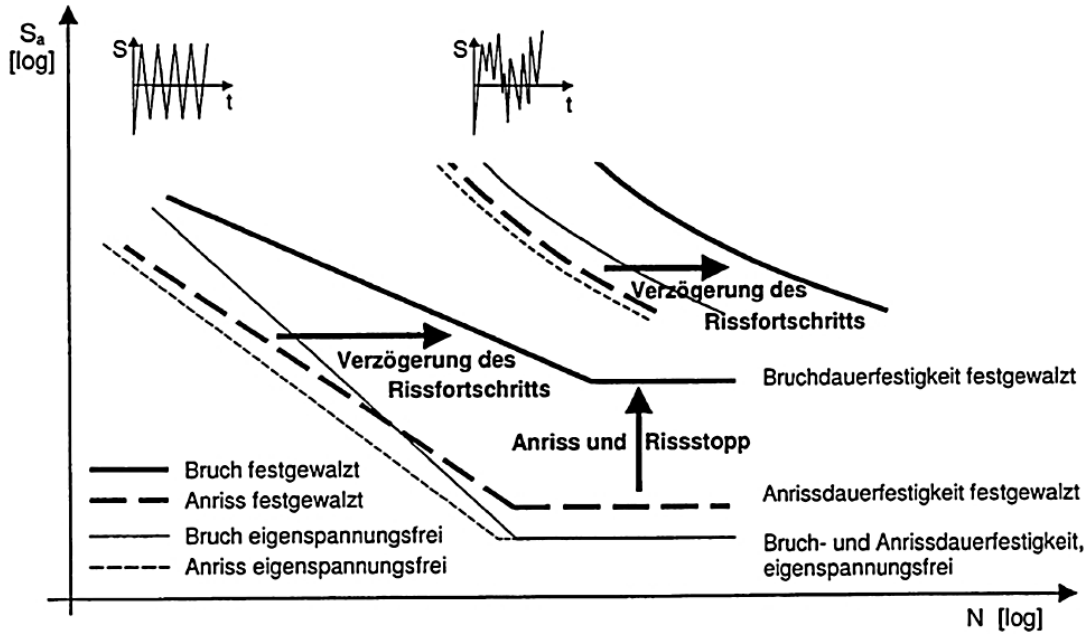


Abbildung 2.6: Steigerung der Bruchdauerfestigkeit und Rissfortschrittslebensdauer durch Festwalzen [2]

2.1.3 Konzepte zur Bewertung der Schwingfestigkeit

Die Anstrengungen in den letzten Jahren zur Verkürzung der Entwicklungszeiten und -kosten und letztendlich zur Steigerung der Wettbewerbfähigkeit der Unternehmen haben zu einem verstärkten Einsatz rechnergestützter Verfahren in der Produkt- und Prozessentwicklung geführt. In der Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Bauteilen sind die rechnerbasierten Methoden inzwischen unabdingbar. Durch die Verlagerung von experimenteller zu rechnerbasierter Bemessung können Entwicklungszeiten und -kosten eingespart werden. Produktvarianten können in den früheren Phasen des Produktentstehungsprozesses mit einem geringeren Aufwand analysiert werden. Darüber hinaus können Bauteile in einer Entwicklungsphase ausgelegt bzw. untersucht werden, wo reale Bauteile nicht existieren. Zur Bewertung der Ermüdungsfestigkeit unterscheidet Radaj [17] in Abhängigkeit des Berechnungsansatzes und der für die Bewertung erforderlichen Beanspruchungsgrößen 5 Berechnungskonzepte: das Nennspannungskonzept, das Strukturspannungskonzept, das Kerbspannungskonzept, das Kerbdehnungskonzept und das Rissfortschrittkonzept.

Das Nennspannungskonzept

Im Nennspannungskonzept wird die Nennspannungsamplitude im ermüdungskritischen oder relevanten Querschnitt mit der entsprechenden Nennspannungswöhlerlinie bewertet. Die gültige Wöhlerlinie beinhaltet beispielsweise den Einfluss der Geometrie, des Werkstoffs und Oberflächenzustands.

Das Strukturspannungskonzept

Das Strukturspannungskonzept wurde für Schweißverbindungen entwickelt. Die Strukturspannung kann an der kritischen Stelle durch z.B. eine lineare Extrapolation der Oberflächenspannung vor dem Nahtübergang bestimmt werden.

Das Kerbspannungskonzept

Die Anwendung des Kerbspannungskonzepts setzt in ihrer einfachen Form voraus, dass die zyklischen plastischen Dehnungsanteile, die durch die Kerbwirkung hervorgerufen werden, vernachlässigbar klein sind. Die Spannungserhöhung durch die Kerbwirkung kann unter dieser Voraussetzung als rein elastisch angenommen werden.

Das Kerbdehnungskonzept

Das Kerbdehnungskonzept stellt eine Erweiterung des Kerbspannungskonzepts zur Berücksichtigung von elastisch-plastischen Effekten dar. Anstelle der elastischen Spannungen werden hier die elastisch-plastischen Kerbdehnungen genutzt.

Das Rissfortschrittskonzept

Beim Rissfortschrittskonzept wird die Annahme getroffen, dass Bauteile Risse in Form von Fehler oder Anrisse haben. Dieser Fehler können Beispielsweise durch die Fertigung, die Wärmebehandlung, oder durch eine Vorbeanspruchung verursacht werden. Das Rissfortschrittskonzept berücksichtigt im Gegensatz zu den anderen Konzepten, die Geometrie des Fehlers bzw. Anrisses durch die Definition einer geeigneten Beanspruchungsgröße. Vor dem Hintergrund, dass Festwalzen erst in Risswachstumsphase ihre volle Auswirkung erzielt (S. **Abbildung 2.5**) und, dass die durch Festwalzen verursachte Eigenspannungen das Risswachstum gegenüber ungewalzte Proben verzögert und bis zum Rissstopp im Bereich des Eigenspannungsmaximums führen kann, ist das Rissfortschrittskonzept das geeignete Konzept zur Bestimmung der Dauerfestigkeit von festgewalzten Bauteile [1], [2], [3], [10], [11] und [36]. Das Rissfortschrittskonzept wird deshalb in Abschnitt 2.3 detaillierter betrachtet.

2.2 FE- Simulation des Festwalzprozesses

2.2.1 Grundidee der Finite Elementen Methode (FEM)

Die Grundidee der Finiten Elementen Methode (FEM) ist die Diskretisierung eines Problemgebiets in lösbare endliche Einheiten. In der Strukturmechanik sind lokale Spannungen und Verformungen von Bedeutung, die beispielsweise durch eine Kraftbelastung hervorgerufen werden. Zur Verdeutlichung der Grundidee der FEM wird in diesem Absatz auf das Problem einer linear-elastischen eindimensionalen Zugstabs unter Eigengewicht und äußere Last F eingegangen [21], **Abbildung 2.7**.

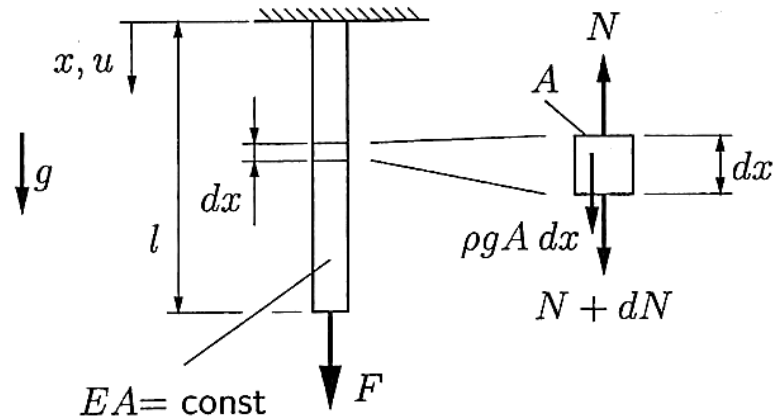


Abbildung 2.7: Zugstab unter Eigengewicht und äußere Last [21]

Die Dehnung des Zugstabes folgt aus der kinematischen Beziehung

$$\varepsilon = \frac{du}{dx} \quad \text{G2.1}$$

Das Hookesche Gesetz lautet.

$$\sigma = E\varepsilon \quad \text{G2.2}$$

Die Betrachtung des mechanischen Gleichgewichts führt zu:

$$\frac{dN}{dx} + \rho g A = 0 \quad \text{G2.3}$$

Da die Fläche A konstant ist, folgt $dN = A d\sigma$. Aus G2.3 folgt

$$A \frac{d\sigma}{dx} + \rho g A = 0 \quad \text{G2.4}$$

G2.1 und G2.2 in Gleichung G2.4 eingesetzt ergibt die Differentialgleichung zweiter Ordnung, G2.5.

$$EA \frac{d^2u}{dx^2} + \rho g A = 0 \quad \text{G2.5}$$

Es wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die hier beschriebene Vorgehensweise, eine von mehreren Herangehensweisen ist. Beispielsweise würde das Prinzip der virtuellen Verrückungen oder das Variationsprinzip zur gleichen Differentialgleichung führen [74].

Die Idee der FEM ist die numerische Lösung der Differentialgleichung G2.5 mit Hilfe von finiten Elementen. Hierfür wird der Zugstab mit finiten Elementen diskretisiert, **Abbildung 2.8**. Das Lösen der Differentialgleichung erfolgt am Element selbst. Die gesuchte Lösung wird dabei mit Hilfe des Ritz-Ansatzes approximiert. Der Ritz-Ansatz besagt, dass sich die approximierte Lösung aus der linearen Kombination der Ansatzfunktion $f_i(x)$ und der Koeffizienten a_i zusammensetzt, G2.6.

$$u(x) \approx u_j^e = a_0 + \sum_{i=0}^n f_i(x) a_i \quad \text{G2.6}$$

Aus G2.6 folgt das Gleichungssystem G2.7 auf Elementebene. Für eine detaillierte Ableitung von G2.7 wird auf die Literatur, beispielweise in [21], [26] und [74] verwiesen.

$$K_{ij}^e u_j^e - f_i^e = 0 \quad \text{G2.7}$$

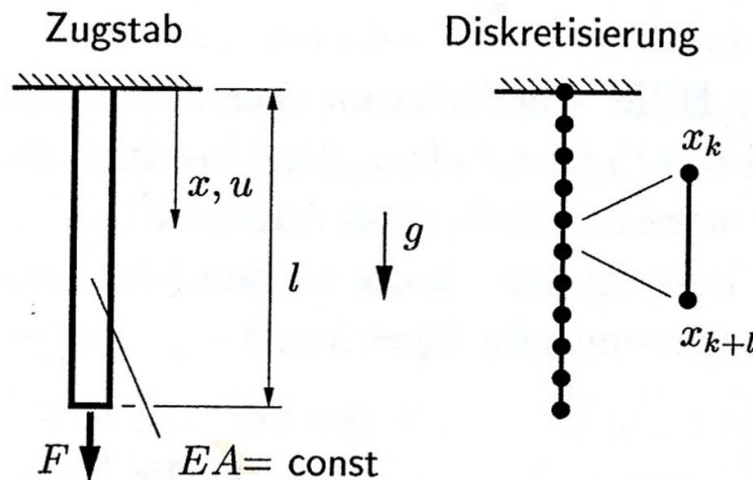


Abbildung 2.8: Diskretisierung des Zugstabs unter Eigengewicht und Last F [21]

2.2.2 Simulation des Festwalzprozesses

2.2.2.1 Modellannahmen und -vereinfachungen

Die FE-Simulation des Festwalzprozesses dient der Abschätzung des Eigenspannungsverlaufs unterhalb der Kerboberfläche. Erste Anwendungen der FEM zur Berechnung der Festwalzeigenspannungen wurden für einsatzgehärtete Zahnräder durchgeführt und sind beispielweise in [33] und [34] dokumentiert. Weitere Berechnungen, die an Bauteilen und bauteilähnlichen Proben durchgeführt wurden, finden sich in [22], [23], [25], [36] und [4]. Vereinfachungen werden getroffen, die auf das Ergebnis vorangegangener Arbeiten basieren, um den numerischen Aufwand zu minimieren, [1], [2], [4], [36]. Die Festwalzrolle wird starr modelliert. Der Kontakt in tangentialer Richtung, zwischen der Festwalzrolle und der Kurbelwelle, ist in der

Simulation reibungsfrei. Der simulierte Walzvorgang erfolgt über einem Teilbereich des Kurbelwellenabschnitts, mindestens 60° in Umfangsrichtung statt über den gesamten Umfang wie in der Realität. Es wird geometrisch ein Kurbelwellenabschnitt modelliert [36]. Diese Annahmen sind insofern zulässig, da ihr Einfluss auf das Endergebnis vernachlässigbar klein ist. In **Tabelle 2.1** ist ein Vergleich der Randbedingungen der Simulation mit realen Randbedingungen zusammengestellt.

Tabelle 2.1: *Randbedingungen beim realen Festwalzvorgang und Modellannahmen bei der FE-Simulation [36]*

	Realer Festwalzprozess	FE-Simulation
Geometrie	<ul style="list-style-type: none"> - Gesamte Welle - Rollierwerkzeug mit einzelner Walzrolle 	<ul style="list-style-type: none"> - Teilgeometrie - Einzelne Walzrolle
Walzvorgang	<ul style="list-style-type: none"> - Festwalzen des gesamten Umfangs mit konstanter Walzkraft - Mehrfaches Überwalzen - Rotation der Welle - Abrollen der Walzrolle im Radius mit Reibung - Kraftgesteuerter Festwalzvorgang - Rollenanstellwinkel konstant 	<ul style="list-style-type: none"> - Festwalzen nur eines Teilbereichs in Umfangsrichtung - Einfaches und mehrfaches Überwalzen - Rotation der Walzrolle - Reibungsfreies Gleiten der Walzrolle im Radius - Kraftgesteuerter Festwalzvorgang - Rollenanstellwinkel konstant
Werkstoffverhalten	<ul style="list-style-type: none"> - Elastisch-plastisches Werkstoffverhalten des Kurbelwellenwerkstoffs - Deformierbare Walzrolle, elastisch 	<ul style="list-style-type: none"> - Elastisch-plastisches Werkstoffverhalten des Kurbelwellenwerkstoffs - Starre Walzrolle

2.2.2.2 Modellierung des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens

Zur Berechnung der Festwalzeigenspannungen muss das nicht-lineare elastisch-plastische Werkstoffverhalten abgebildet werden [36]. Hierfür stehen verschiedene Werkstoffmodelle zur Verfügung. Eine wichtige Anforderung an das Werkstoffmodell ist, dass es in der Lage sein soll, wesentliche auftretende Effekte wie die Wechselverfestigung oder -entfestigung des Werkstoffes abzubilden [36]. Die Beschreibung des elastisch-

plastischen Werkstoffverhaltens erfolgt meistens über die Spannung-Dehnungsbeziehung. Hierfür wird die Dehnrate in einen elastischen und plastischen Anteil additiv zerlegt, G 2.8, [37].

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \dot{\varepsilon}_{ij}^e + \dot{\varepsilon}_{ij}^p \quad \text{G 2.8}$$

Der elastische Anteil wird durch das Hooksche Gesetz beschrieben, G 2.11. Zur Beschreibung des plastischen Anteils $\dot{\varepsilon}_{ij}^p$ wird eine Fließfunktion, Fließbedingung, Fließregel und ein Verfestigungsgesetz benötigt [38].

i) Die Fließfunktion

Für plastisches Fließen muss ein bestimmter Spannungszustand σ_{ij} herrschen, der über die Fließfunktion φ beschrieben wird. Der Spannungszustand σ_{ij} ist ein Tensor zweiter Stufe und lässt sich mathematisch in einen Deviatoranteil σ'_{ij} und einen Kugelanteil σ_{kk} zerlegen, G 2.9. Der Kugelanteil σ_h wird hydrostatische Spannung genannt. Für nicht kompressible Werkstoffe ist das Fließen nur vom deviatorischen Anteil σ'_{ij} abhängig, $\varphi(\sigma_{ij}) = \varphi(\sigma'_{ij})$. Wie der Spannungstensor σ_{ij} lässt sich auch der Dehnungstensor ε_{ij} in einen Deviatoranteil ε'_{ij} und einem Kugelanteil ε_{kk} aufteilen G 2.10. Der Deviatoranteil ε'_{ij} beschreibt die Gestaltänderung und der Kugelanteil ε_{kk} die Volumendilatation [37].

$$\sigma_{ij} = \sigma'_{ij} + \delta_{ij} \frac{1}{3} \sigma_{kk} = \sigma'_{ij} + \delta_{ij} \sigma_h \quad \text{G 2.9}$$

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon'_{ij} + \delta_{ij} \frac{1}{3} \varepsilon_{kk} \quad \text{G 2.10}$$

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^e = \dot{\varepsilon}'_{ij} + \frac{1}{3} \dot{\varepsilon}_{kk} \delta_{ij} = \frac{1}{E} [(1 + \nu) \dot{\sigma}'_{ij} - (1 - 2\nu) \dot{\sigma}_h \delta_{ij}] \quad \text{G 2.11}$$

Die Fließfunktion φ ist so formuliert, dass:

- $\varphi < 0$, wenn reine elastische Verformungen auftreten
- $\varphi = 0$, wenn plastische Verformungen auftreten und
- $\varphi > 0$ nicht möglich ist.

ii) Die Fließbedingung

Die Fließbedingung ist für $\varphi(\sigma'_{ij}) = 0$ definiert und beschreibt im Hauptspannungsraum die Fließfläche. Sie wird üblicherweise als konvex angenommen, um das Kriterium für Werkstoffstabilität zu erfüllen [39], [40].

In **Abbildung 2.9** wird die Fließfläche mit der Zerlegung des Spannungstensors in einem deviatorischen und hydrostatischen Anteil im Hauptspannungsraum veranschaulicht.

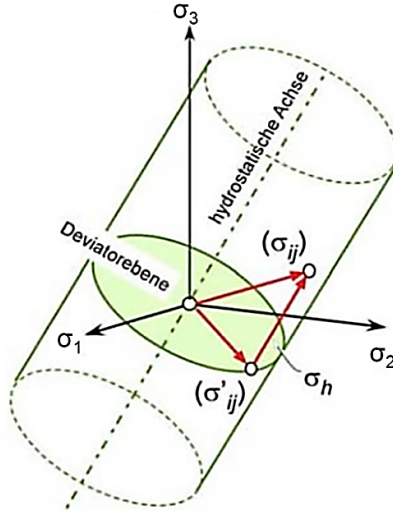


Abbildung 2.9: Fließzylinder im Hauptspannungsraum [37]

Für duktile metallische Werkstoffe findet die von Mises [41] formulierte Fließbedingung am häufigsten Anwendung. Sie basiert auf die zweite Invariante J_2 des Spannungstensors σ_{ij} und lautet:

$$\varphi(\sigma'_{ij}) = 3J_2 - R_F^2(\epsilon_p) = \bar{\sigma}^2 - R_F^2(\epsilon_p) = 0 \quad \text{G 2.12}$$

Mit der Vergleichsspannung

$$\bar{\sigma} = \sqrt{3J_2} = \sqrt{\frac{3}{2} \sigma'_{ij} \sigma'_{ij}} \quad \text{G 2.13}$$

$R_F(\epsilon_p)$ ist die einachsige Fließgrenze

iii) Die Fließregel

Mit der Fließregel wird das Inkrement $\dot{\epsilon}_{ij}^p$ der plastischen Dehnungszuwächse beschrieben [42]. Die Richtung des Zuwachses wird aus der partiellen Ableitung der Fließfunktion errechnet und ist normal zur Fließfunktion gerichtet. Die Fließregel lautet:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = \dot{\lambda} \frac{\partial \varphi}{\partial \sigma_{ij}} \quad \text{G 2.14}$$

Wobei $\dot{\lambda}$ der plastische Multiplikator ist.

Die Bestimmung von $\dot{\lambda}$ erfolgt nach dem Prinzip der Äquivalenz der Dissipationsrate des mehrachsigen und einachsigen Zustands aus der einachsigen Fließkurve. Das Prinzip der Äquivalenz der Dissipationsrate besagt, dass die Dissipationsrate für den einachsigen und mehrachsigen Spannungszustand gleich sein muss [37].

iv) Das Verfestigungsgesetz

Mit dem Verfestigungsgesetz wird die Änderung der Fließfläche, in Abhängigkeit von der Belastungsgeschichte mit Hilfe von tensoriellen und inneren skalaren Variablen beschrieben, die spezielle Evolutionsgesetzen folgen, G 2.15, G 2.16 und G 2.17.

$$\varphi(\sigma'_{ij}) = \tilde{\varphi}(\sigma'_{ij}, \xi_{ij}^{(n)}, \kappa_n) = 0 \quad \text{G 2.15}$$

$$\dot{\kappa}_n = f(\sigma_{kl}, \xi_{kj}^{(n)}, \kappa_n, \dot{\epsilon}_{kl}^p, \epsilon_{kl}^p, \bar{\epsilon}^p, \dot{\bar{\epsilon}}^p) \quad \text{G 2.16}$$

$$\dot{\xi}_{ij}^{(n)} = g_{ij}(\sigma_{kl}, \xi_{kj}^{(n)}, \kappa_n, \dot{\epsilon}_{kl}^p, \epsilon_{kl}^p, \bar{\epsilon}^p, \dot{\bar{\epsilon}}^p) \quad \text{G 2.17}$$

Meist wird die Zahl der inneren Variablen auf die akkumulierte plastische Vergleichsdehnung $\bar{\epsilon}^p$ und auf den als rein deviatorisch angenommenen Rückspannungstensor $\xi_{ij} = \xi'_{ij}$ begrenzt. Bringt man die Fließbedingung, mit dem effektiven Spannungstensor $s_{ij} = \sigma_{ij} - \xi_{ij}$ in der Form von Gleichung G 2.18, dann sind die skalaren und tensoriellen Variablen wie folgt zu interpretieren [37]:

$$\tilde{\varphi}(\sigma'_{ij}, \xi_{ij}^{(n)}, \kappa_n) = \bar{\varphi}(s'_{ij}) - \kappa^2(\bar{\epsilon}^p) = \bar{s}^2 - \kappa^2(\bar{\epsilon}^p) = 0 \quad \text{G 2.18}$$

Mit der einachsigen effektiven Spannung $\bar{s} = \sqrt{\bar{\varphi}(s_{ij})}$, G 2.19

- $\kappa(\bar{\epsilon}^p)$ beschreibt die Zunahme des Radius des Fließzylinders, die isotrope Verfestigung
- ξ_{ij} eine Parallelverschiebung der Zylinderachse, die kinematische Verfestigung.

Zur Beschreibung des Rückspannungstensors ξ_{ij} bieten sich verschiedene Ansätze für Evolutionsgesetze an. Eine umfassende Darstellung findet sich beispielweise in [42]. In **Tabelle 2.2** sind Evolutionsgleichungen für ausgewählte bekannte Werkstoffmodelle mit den zugehörigen kinematischen Verfestigungsbeschreibungen und Fähigkeiten zusammengestellt.

Tabelle 2.2: Übersicht verschiedener Modelle zur Beschreibung des elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens

Ansatz	Evolutionsgleichung	Bildet eine ...ab.		
		proportionale Verfestigung	nicht proportionale Verfestigung	zyklische Wechselverfestigung bzw. -entfestigung
Prager [43]	$\dot{\xi}_{ij} = c \dot{\epsilon}_{ij}^p$	x		
Ziegler [44]	$\dot{\xi}_{ij} = (\sigma_{ij} - \xi_{ij}) \dot{\lambda}$	x		
Armstrong und Frederik [45]	$\dot{\xi}_{ij} = \frac{2}{3} c \dot{\epsilon}_{ij}^p - \gamma \xi_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}^p$ mit $\dot{\epsilon}_{ij}^p = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_{ij}^p \dot{\epsilon}_{ij}^p}$		x	
Chaboche [46]	$\dot{\xi}_{ij}^{(n)} = \frac{2}{3} c^{(n)} \dot{\epsilon}_{ij}^p - \gamma^{(n)} \xi_{ij}^{(n)} \dot{\epsilon}_{ij}^p$ mit $\xi_{ij} = \sum_{n=1}^N \xi_{ij}^{(n)}$		x	
Lemaitre und Chaboche [47]	$\dot{\xi}_{ij}^{(n)} = c^{(n)} \frac{1}{\kappa(0)} (\sigma_{ij} - \xi_{ij}) \dot{\epsilon}_{ij}^p - \gamma^{(n)} \xi_{ij}^{(n)} \dot{\epsilon}_{ij}^p + \frac{1}{c^{(n)}} \xi_{ij}^{(n)} \dot{c}^{(n)}$		x	x

Der Ansatz von Lemaitre und Chaboche ist ein fortgeschrittenes kinematisch-isotropes Verfestigungsmodell, das zyklische Ver- und Entfestigungsvorgänge über die akkumulierte plastische Vergleichsdehnung $\bar{\epsilon}_{ij}^p$ beschreiben kann. Die Evolutionsgleichung für die isotrope Verfestigung lautet:

$$\dot{\kappa} = b(\kappa_{\infty} - \kappa(\bar{\epsilon}^p)) \dot{\bar{\epsilon}}_{ij}^p \quad \text{G 2.20}$$

$$\text{Mit } \kappa(0) = \kappa|_0 + \kappa_{\infty}(1 - e^{-b\bar{\epsilon}_{ij}^p}) \text{ mit } \bar{\epsilon}_{ij}^p = \int_{\tau=0}^t \dot{\bar{\epsilon}}_{ij}^p d\tau \quad \text{G 2.21}$$

Wobei $\kappa|_0$ die Anfangsfließspannung, κ_{∞} die maximale Änderung der Fließfläche und b die Rate bedeutet, mit der sich die Größe der Fließfläche in Abhängigkeit der akkumulierten plastischen Dehnung verändert. Für die Berechnung der umgelagerten Eigenspannungen spielt die Abbildung solcher Vorgänge eine entscheidende Rolle. Deshalb wird das in der FE-Anwendung ABAQUS [48] implementierte Lemaitre und Chaboche Modell genutzt, um das elastisch-plastische, zügige und zyklische Werkstoffverhalten abzubilden. Die Bestimmung der Modellparametern $c^{(n)}, \gamma^{(n)}, \kappa_{\infty}, b$ erfolgt mittels gemessener Spannungs-Dehnungsverläufe, die an Werkstoffproben mit Hilfe von kraft- und dehnungsgeregelten Versuchen ermittelt wurden [36].

2.3 Bewertung der Schwingfestigkeit festgewalzter Bauteile mit Hilfe der linear elastischen Bruchmechanik

Die Bruchmechanik befasst sich mit dem Verhalten von Bauteilen unter der Annahme, dass sie fehler- bzw. rissbehaftet sind. Mit Hilfe der klassischen Festigkeitslehre kann eine Beschreibung des Beanspruchungszustands an der Rissspitze nicht zufriedenstellend erfolgen. Die Grundlagen der modernen Bruchmechanik basieren auf den Arbeiten von Irwin [27], der im Jahr 1951 den Spannungsintensitätsfaktor (SIF) zur Beschreibung der Rissspitzenbeanspruchung einführte. Seitdem hat sich die Bruchmechanik zu einer eigenen Wissenschaft weiterentwickelt und ist heute Bestandteil der betrieblichen Praxis, beispielsweise in der Luft- und Raumfahrtindustrie, in Maschinen- und Anlagenbau, sowie im Automobilbau. In Abhängigkeit des Verhältnisses der Risslänge gegenüber der plastischen Zone an der Rissspitze und der Bauteilabmessungen wird zwischen der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM) und der elastisch-plastischen Bruchmechanik (EPBM) unterschieden. Die LEBM beschreibt die Rissspitzenbeanspruchung unter der Annahme, dass die plastische Zone gegenüber der Risslänge und Bauteilabmessungen vernachlässigbar klein ist [28]. Ist diese Voraussetzung nicht erfüllt, wird die EPBM herangezogen. Das Konzept der linear-elastischen Bruchmechanik mit dem Spannungsintensitätsfaktor K zur Beschreibung des Rissfortschritts wird ΔK -Konzept genannt. Für die EPBM können verschiedene Beanspruchungsgrößen gewählt werden. Einige davon sind die Energiefreisetzungsrate G , die Rissöffnungsverschiebung CTOD, der Rissöffnungswinkel CTOA sowie das J-Integral J . Eine übersichtliche Darstellung findet sich beispielsweise in [51]. Untersuchungen in [1], [2], [3], [10], [11], [25] und [36] haben ergeben, dass das ΔK -Konzept den Rissstopp in festgewalzten Bauteilen ausreichend gut beschreibt. Daher beschränkt sich der folgende Abschnitt auf eine vertiefte Beschreibung des ΔK -Konzepts. Für die Rückverfolgung der Beschränkung wird auf die Literatur, beispielsweise in [2], verwiesen.

2.3.1 Grundlage des ΔK -Konzepts

2.3.1.1 Definition des SIFs

Mit der Vernachlässigung von plastischen Effekten an der Rissspitze kann davon ausgegangen werden, dass sich das Bauteil annähernd linear-elastisch verhält [29]. Unter dieser Voraussetzung sind die theoretischen Spannungen und Dehnungen an der Rissspitze singulär. Irwin [27] bewies, dass sich diese Singularität proportional zum Verhältnis $\frac{1}{\sqrt{r}}$ verhält, G2.22, **Abbildung 2.10**. Durch mathematische Umformung von G2.22 folgt Gleichung G2.23. Eine detaillierte Umformung findet sich beispielsweise in [29]. Gleichung G2.23 verdeutlicht, dass der SIF K nicht nur von der Belastung σ abhängt, sondern auch von der Risslänge a [36]. K steigt und sinkt mit σ und a .

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \begin{Bmatrix} \cos \frac{\theta}{2} \left[1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] \\ \cos \frac{\theta}{2} \left[1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right] \\ \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2} \end{Bmatrix}$$

G 2.22

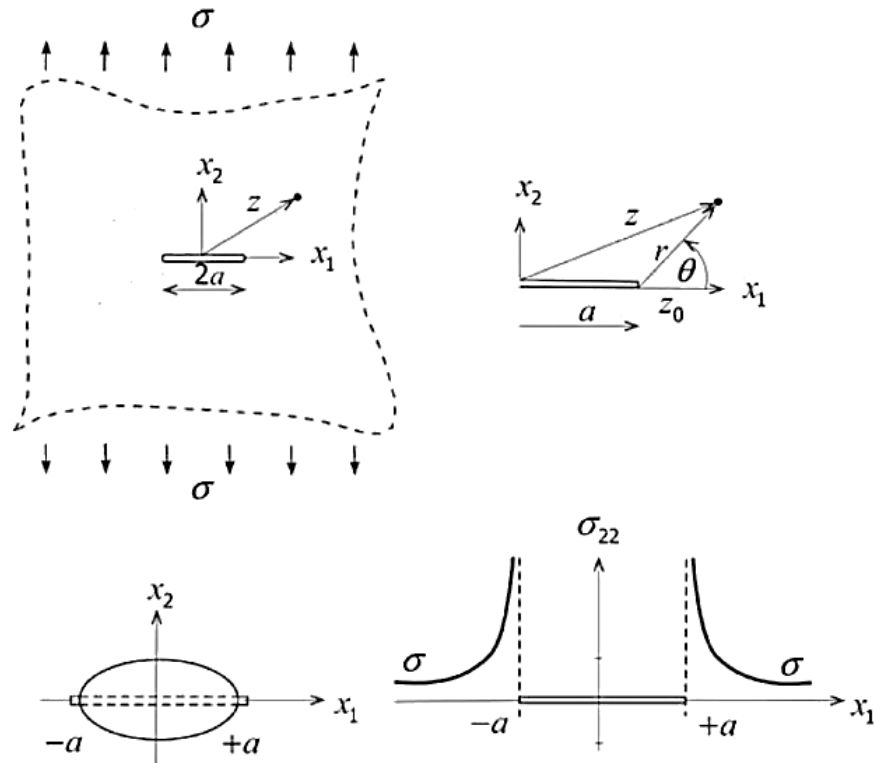


Abbildung 2.10: Riss in der unendlichen Scheibe unter Zugbelastung: oben) Koordinatensystem, unten) Rissöffnung und Spannungsverlauf [52]

$$K = \sigma\sqrt{\pi a}$$

G 2.23

2.3.1.2 Die Rissöffnungsarten

Zur Beschreibung der Risskinematik unterscheidet [31] zwischen drei grundlegenden Beanspruchungsarten: Mode I, Mode II und Mode III, **Abbildung 2.11** [31].

- i. Mode I umfasst alle Normalbeanspruchungen, die ein Öffnen des Risses bewirken
- ii. Mode II gilt für alle Schubbeanspruchungen, die ein entgegengesetztes Gleiten der Rissoberfläche in Rissrichtung hervorrufen
- iii. Mode III entsteht bei nicht ebenem Schubspannungszustand, der ein Gleiten der Rissoberfläche quer zur Rissrichtung bewirkt.

Jeder Verformung des Risses lässt sich mit Hilfe der Überlagerung dieser drei grundlegenden kinematischen Moden beschreiben [29].

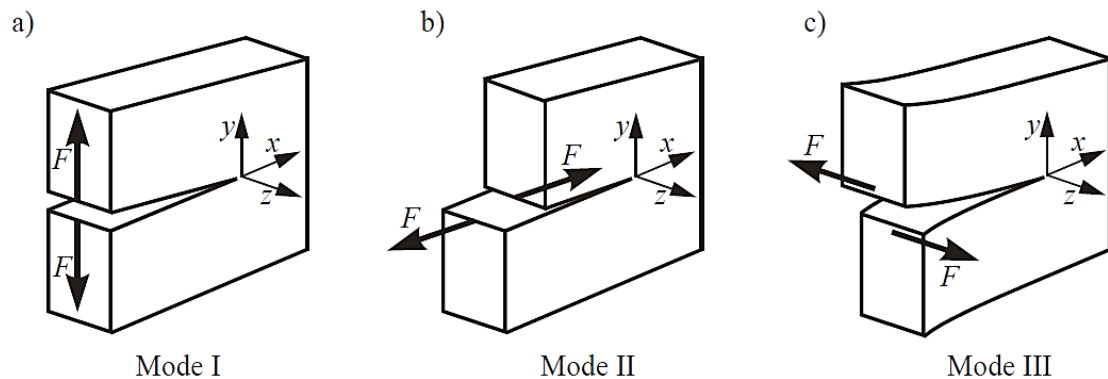


Abbildung 2.11: Die drei grundlegenden Beanspruchungsarten der Bruchmechanik [31]

2.3.1.3 Rechnerische Bestimmung des SIFs

Bestimmung des SIFs mit Hilfe der Gewichtsfunktion

Nach [52] wird die Gewichtsfunktion $h(x, a)$ beschrieben, als die Wirkung einer Einheitslast F^* vom Betrag $|F| = 1$ am Ort x für die Risslänge a auf den SIF im betrachteten Körper, **Abbildung 2.12**. Die Gewichtsfunktion ist rein von der Geometrie und Risslänge abhängig [36]. Der SIF, aufgrund einer beliebigen, zur Y-Achse symmetrischen Spannungsverteilung $\sigma(x)$ entlang den Rissufern, lautet in allgemeiner Form:

$$K = \int_0^a \sigma(x) h(x, a) dx \quad \text{G 2.24}$$

Zur Berechnung des SIFs muss entweder die Gewichtsfunktion bekannt sein oder hergeleitet werden. Ist die Gewichtsfunktion bekannt, kann das Superpositionsprinzip angewendet werden, um den SIF bei einem bekannten Spannungsverlauf an den Rissufern zu bestimmen, da der Zusammenhang zwischen der Einheitslast F^* , den Rissuferstressungen $\sigma(x)$ und dem SIF K linear ist. Problematisch ist allerdings, dass für komplexe Bauteilgeometrien die Herleitung der Gewichtsfunktion aufwendig und nicht immer möglich ist. In solchen Fällen werden vereinfachte Näherungsbeziehungen herangezogen, die sich beispielweise aus Ersatzmodellen ergeben. Eine Sammlung von Näherungsbeziehungen für ausgewählte Ersatzmodelle findet sich beispielweise in [50], [57] und [58].

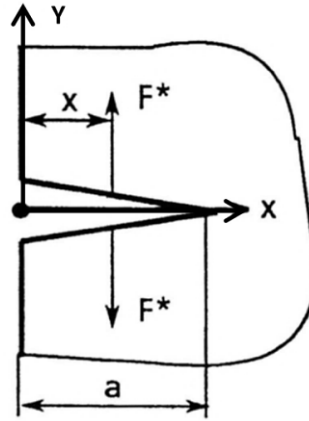


Abbildung 2.12: Prinzipskizze zur Veranschaulichung der Methode der Gewichtsfunktion [59]

2.3.1.4 Bestimmung des SIFs mit Hilfe der FEM

Das J-Integral

Das J-Integral ist ein Linienintegral, mit dem sich Defekte im Kontinuum charakterisieren lassen können [60]. Es wurde zum ersten Mal in den Arbeiten von Rice [61] beschrieben und hat sich in den letzten Jahren als Standardgröße zur numerischen Bestimmung bruchmechanischer Parameter etabliert [36]. Es lautet in der ursprünglichen Formulierung:

$$J = \lim_{\Gamma_0 \rightarrow 0} \int_{\Gamma_0} \left[\omega \delta_{1i} - \sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_1} \right] n_i d\Gamma \quad G 2.25$$

Wobei ω die potentielle Energiedichte ist, u_j die Verschiebung und n_i der nach Außen zeigende Normalvektor der Kontur Γ_0 , **Abbildung 2.13**.

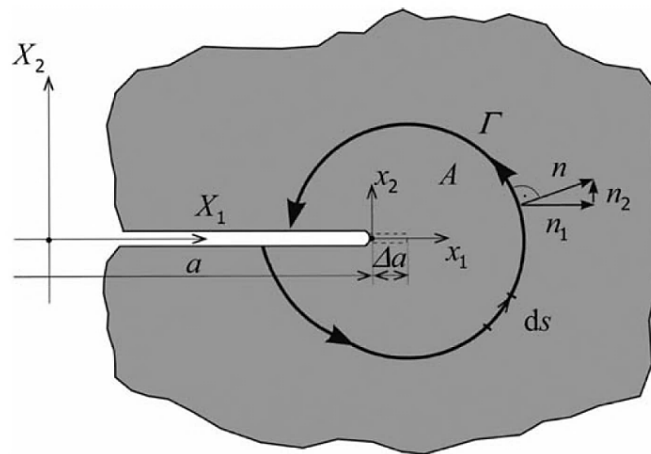


Abbildung 2.13: Definition des J-Integral als Linienintegral um die Risspitze [52]

Das J-Integral ist wegunabhängig, wenn die folgenden Bedingungen erfüllt sind [52]:

- i. Es gibt keine Volumenlasten und Trägheitskräfte
- ii. Die Rissufer sind spannungsfrei
- iii. Die elastische Formänderungsenergie ist eine Potentialfunktion
- iv. Das Material ist homogen.

Sind die Bedingungen i) bis IV) erfüllt, kann es numerisch von Vorteil sein das J in einer ausreichenden Entfernung von der Risspitze auszuwerten, da an der Risspitze die Spannungen und Dehnungen singulär sind [36]. Viele kommerzielle FE-Anwendungen bieten hierfür spezielle Elemente mit Viertelknotenverschiebung an. Diese sogenannten kollabierten Elemente ermöglichen eine bessere Erfassung der Singularität an der Risspitze. Zwischen J und K besteht der Zusammenhang:

$$J = \frac{1}{E'} (K_I^2 + K_{II}^2) + \frac{1}{2G} K_{III}^2 \quad \text{G 2.26}$$

Mit $E' = \frac{E}{(1-\nu^2)}$ für den EVZ.

Weitere FE-basierte Methoden

Das Risschließintegral

Die Methode des Risschließintegrals ist eine Energiemethode und bezeichnet die Arbeit ΔW_c , die zur lokalen Öffnung bzw. Schließung des Risses um Δa von den Schnittspannungen mit den entsprechenden Rissuferverschiebungen verrichtet werden muss [52]. Das Risschließintegral kann anhand der Knotenkräfte bestimmt werden, wenn diese bekannt sind. Dieses Integral existiert in einer einfachen und modifizierten Form. Zur Erläuterung der einfachen Form wird das Risschließintegral nach der in **Abbildung 2.14** dargestellten Prinzipskizze eines ebenen Problems mit 4-Knotenelementen angegeben. Das Risswachstum um die Länge Δa wird durch eine Trennung des Netzes um eine Elementkantenlänge abgebildet. Somit lautet die Risschließarbeit im Rissöffnungsmodus I:

$$G_I \left(a + \frac{\Delta a}{2} \right) = \frac{1}{2\Delta a} \left[F_2^j(a) \Delta u_2^j(a + \Delta a) \right] = \frac{1}{E'} \left(K_I^2 \left(a + \frac{\Delta a}{2} \right) \right) \quad \text{G 2.27}$$

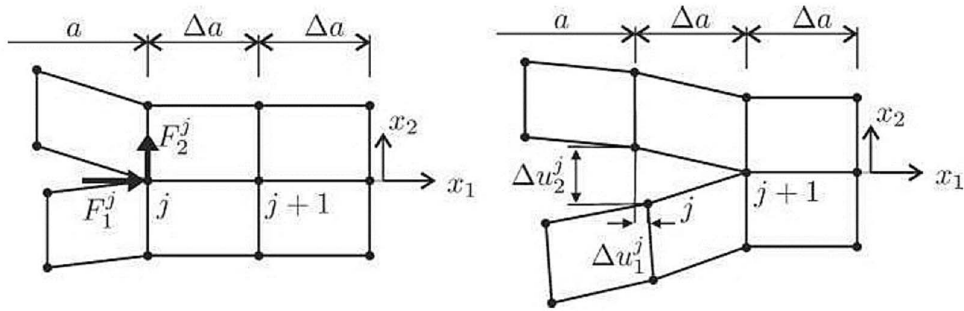


Abbildung 2.14: Einfaches Risschließintegral im FEM-Kontext (Kräfte vor (links) und Verschiebung (rechts) nach Rissweiterung [52])

Die Auswertung von Rissuferverschiebungen (CTOD)

Eine weitere Methode zur Berechnung des SIFs mittels FEM ist die Auswertung von Rissuferverschiebungen im Bereich der Rissspitze, **Abbildung 2.15**. Diese Methode ist im Vergleich zu spannungsbasierten Methoden genauer, da grundsätzlich Verschiebungen mittels FEM genauer gerechnet werden [49]. Zwischen den Knotenverschiebungen v_i und die Wurzel der Abstände $\sqrt{r_i}$ besteht ein linearer Zusammenhang, der unter Rissöffnungsmodus I wie folgt beschrieben werden kann [64], [35].

$$K\sqrt{r_i} = \sqrt{2\pi} \frac{2G}{1+\kappa} |u_2^i| \quad \text{G 2.28}$$

Mit $\kappa = (3 - 4\nu)$ für den EVZ.

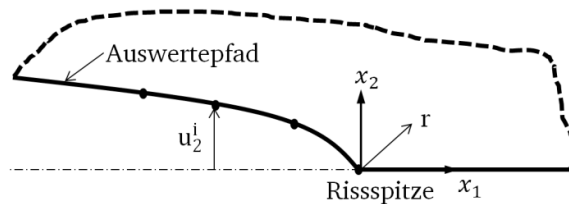


Abbildung 2.15: Prinzipskizze zur Veranschaulichung der Methode der Rissöffnungsverschiebung.

Die erweiterte FEM (X-FEM)

Die erweiterte FEM wurde entwickelt, um die Problematik der neuen Vernetzung, die sich bei der konventionellen FEM durch Risswachstum ergibt, zu umgehen. In der konventionellen Methode ist das FE-Modell mit wachsender Risslänge neu zu vernetzen. Die Anpassung der Vernetzung erfolgt meist manuell und ist zum Teil mit großem Aufwand verbunden. Durch die Nutzung angereicherter Elemente im Bereich des zu erwartenden Risses, entfällt der Aufwand für die manuelle Vernetzung. Die Simulation des Risswachstums wird automatisch durchgeführt. Einen Überblick über die Methode ist beispielweise in [65], [66], [67] und [68] zu finden.

2.3.2 Die Beschreibung des Rissfortschritts

Der Rissfortschritt wird mit Hilfe einer Rissfortschrittskurve beschrieben. Die Rissfortschrittskurve ist werkstoffspezifisch und stellt die Abhängigkeit des zyklischen SIFs $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ von der Rissfortschritttrate da/dN dar, **Abbildung 2.16**. Sie wird in 3 Bereiche unterteilt: Bereich 1, 2 und 3 [63]. Im Bereich 1 kann der Schwellenwert K_{th} ermittelt werden. Er ist vom Gefüge, Spannungsverhältnis und von den Umgebungsbedingungen abhängig. Mit wachsendem R-Verhältnis sinkt der Schwellenwert K_{th} ab. Im Bereich 2 lässt sich die Kurve mit Hilfe der Paris Erdogan Gleichung analytisch beschreiben [91], G2.29. m und c sind Werkstoffkonstanten, die die Lage und Steigung der Kurve im doppeltlogarithmischen Diagramm darstellen. Bereich 3 beschreibt die Grenze zum instabilen Risswachstum.

$$\frac{da}{dN} = C \Delta K^m$$

G 2.19

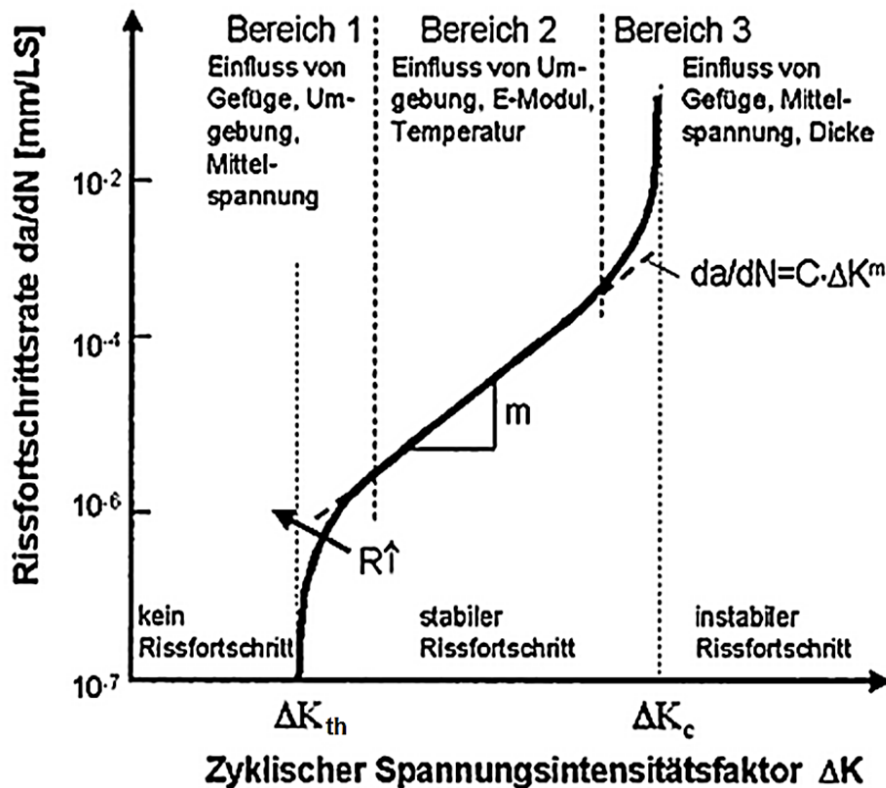


Abbildung 2.16: Schematische da/dN - ΔK -Kurve für Makrorisswachstum [63]

2.3.2.1 Bestimmung des Schwellenwerts

Der Schwellenwert ΔK_{th} beschreibt theoretisch den SIF, bei dem die Rissfortschrittsrate da/dN Null wird. Tatsächlich ist im Versuch das Erreichen von Null kaum möglich, sodass eine Extrapolation auf Null bei kleinen Rissfortschrittsraten, beispielweise unter 10^{-7}mm/Zyklus durchgeführt wird. Zur experimentellen Bestimmung des Schwellenwerts wird in [69] zwischen Methoden mit abnehmendem und mit zunehmendem SIF unterschieden, **Abbildung 2.17**. Die ASTM E647-05 [70] empfiehlt die Methoden mit abnehmendem SIF. Bei diesen Methoden kann entweder der maximale SIF bei einem konstanten R-Verhältnis oder das R-Verhältnis bei einem konstanten maximalen SIF K_{max} variiert werden. In [11] und [71] wird über einen Einfluss des Lastabsenkungsverfahrens auf das Ergebnis berichtet. Die Ursache dafür liegt im Riss-schließ- und Reihenfolgeeffekten, die bei kleinem K_{max} durch die Nutzung beider Verfahren unterschiedlich auftreten. Bei einem ausreichend großen K_{max} führen beide Verfahren zu gleichen Ergebnissen [72]. Zur Beschreibung der R-Abhängigkeit des Schwellenwerts und zur Abschätzung des effektiven Schwellenwerts $\Delta K_{eff,th}$ existieren zahlreiche Ansätze, die meist auf der Grundlage von empirisch gewonnenen Daten basieren. Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge wird auf das Modell von Newmann [73] und die Näherungsbeziehungen von Vormwald [49], Schwalbe [63] und Döker [76] näher eingegangen.

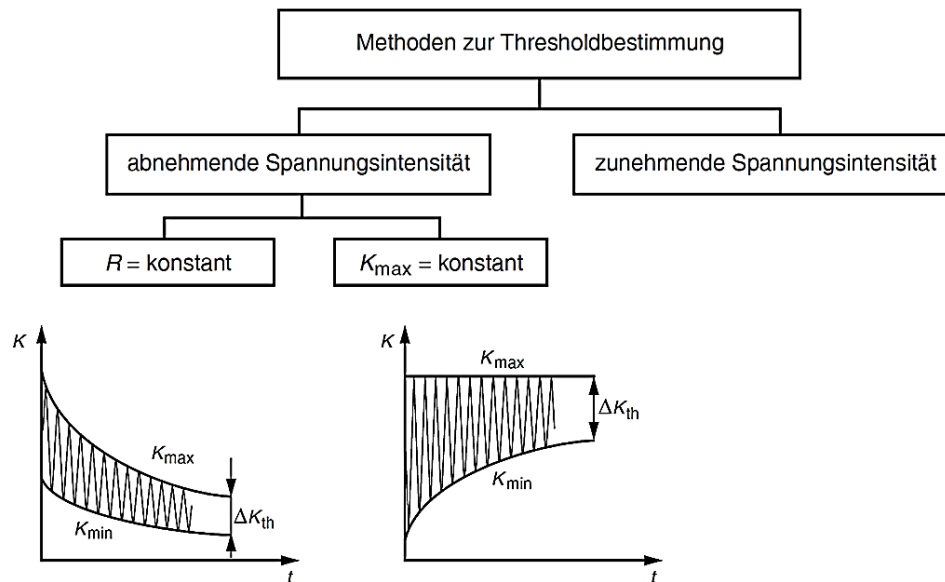


Abbildung 2.17: Methoden zur Thresholdbestimmung und Lastabsenkungsverfahren nach [69]

i) Schwellenwertmodell nach Newmann

Das Modell von Newmann [73] beschreibt die R-Abhängigkeit des Schwellenwerts in der Form, dass der Schwellenwert ΔK_{th} mit zunehmendem Beanspruchungsverhältnis R zunächst absinkt, bis das R-Verhältnis einen kritischen Wert R_c erreicht, **Abbildung 2.18**. Das kritische R-Verhältnis ist werkstoffabhängig. Ab diesem Wert ist der Riss offen, sodass Rissöffnungs- und -schließeffekte ausgeschlossen werden können. In

diesem Fall entspricht der Schwellenwert ΔK_{th} dem effektiven Schwellenwert $\Delta K_{th,eff}$ und ist darüber hinaus konstant.

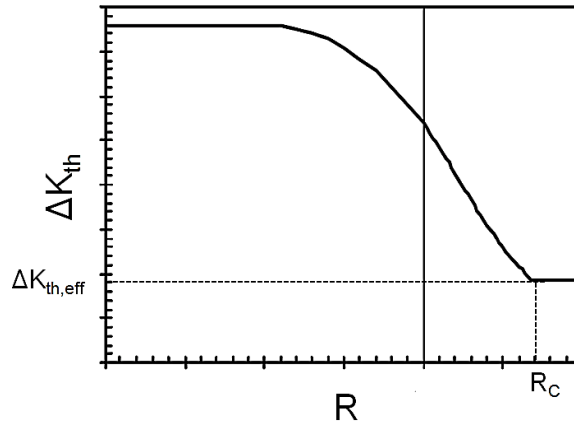


Abbildung 2.18: Abhängigkeit des Schwellenwerts ΔK_{th} von R -Verhältnis [77]

ii) Näherungsbeziehung nach Vormwald

Vormwald [49] beschreibt auf der Basis von Daten von Taylor [78] die Abhängigkeit des effektiven Schwellenwerts $\Delta K_{th,eff}$ vom Elastizitätsmodul des Werkstoffes. Die Näherungsbeziehung lautet:

$$\Delta K_{th,eff} = 1.414 \times 10^{-5} \sqrt{m} E \quad G 2.30$$

iii) Näherungsbeziehung nach Schwalbe

Schwalbe [63] schlägt basierend auf Ergebnissen von Pook [79] die Beziehung nach G 2.31 vor. Aus dieser Gleichung ist zu erkennen, dass mit wachsendem R -Verhältnis der Schwellenwert ΔK_{th} im Gegensatz zum Modell von Newmann weiter absinkt. Für kleine R -Verhältnisse beinhaltet die Gleichung den Effekt des Rissöffnen und -schließen. Um diesen Effekt auszuschließen und bei kleinen R -Verhältnisse den effektiven Schwellenwert $\Delta K_{th,eff}$ abzuschätzen, leitet er Gleichung G 2.32 ab.

$$\frac{\Delta K_{th}(R)}{E} = (2.75 \pm 0.75) \cdot 10^{-5} (1 - R)^{0.31} \quad G 2.31$$

$$\Delta K_{th,eff} = (0.6 + 0.5R) \Delta K_{th} \quad (0 \leq R \leq 0.8) \quad G 2.32$$

iv) Schwellenwertmodell nach Döker

Für Döker [72] [80], Vasudevan [81] und Sadananda [82] reicht die Betrachtung des Schwellenwerts in Abhängigkeit des R -Verhältnisses nicht aus, um Risswachstum im Bauteil zu beschreiben, da dieses sowohl durch die monotone plastische Zone bestimmt durch K_{max} , als auch durch die umkehrplastische Zone, bestimmt durch ΔK , beeinflusst wird. Daraufhin schlägt Döker vor, dass ein Riss bei einer konstanten Belastungsamplitude ausbreitungsfähig ist, wenn gleichzeitig die Gleichungen G 2.33 und G 2.34 erfüllt sind.

Er beschreibt die R-Abhängigkeit des Schwellenwerts funktionell über drei Gleichungen G 2.35, G 2.36 und G 2.37, die im Gegensatz zum Ansatz von Schwalbe Bereiche mit hohen und niedrigen negativen R-Werten decken, **Abbildung 2.19**. Das Schwellenwertverhalten (unter Berücksichtigung des Rissöffnens) ergibt sich über die durchgezogene schwarze Linie und ist für $R > 0.7$ im Gegensatz zum Modell von Newmann nicht konstant.

$$\Delta K > \Delta K_{th}^* \quad \text{G 2.33}$$

$$K_{max} > K_{max,th}^* \quad \text{G 2.34}$$

- für den Bereich I und IV gilt

$$\Delta K_{th} = \frac{1 - R}{1 - R - \alpha} \Delta K_{th}^* \quad \text{G 2.35}$$

- für den Bereich II

$$\Delta K_{th} = (\Delta K_{max,th}^* + \beta R) (1 - R) \quad \text{G 2.36}$$

- und für den Bereich III

$$\Delta K_{th} = \Delta K_{max,th}^* + \beta R \quad \text{G 2.37}$$

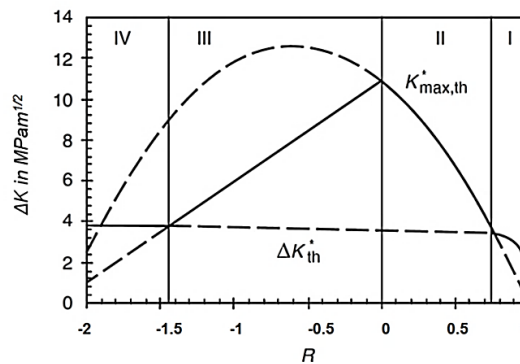


Abbildung 2.19: Konstruktion der Thresholdkurve in Abhängigkeit des R-Verhältnisses nach Döker, am Beispiel des Vergütungsstahls 42CrMo4 V [80]

In **Abbildung 2.20** wird das Modell von Newmann und Döker am Beispiel des Vergütungsstahls 42CrMo4 V verglichen. Gegenübergestellt sind auch Ergebnisse, die am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) ermittelt wurden. Die Ergebnisse bestätigen die gute Übereinstimmung von Döker, insbesondere im Bereich hoher R-Verhältnisse.

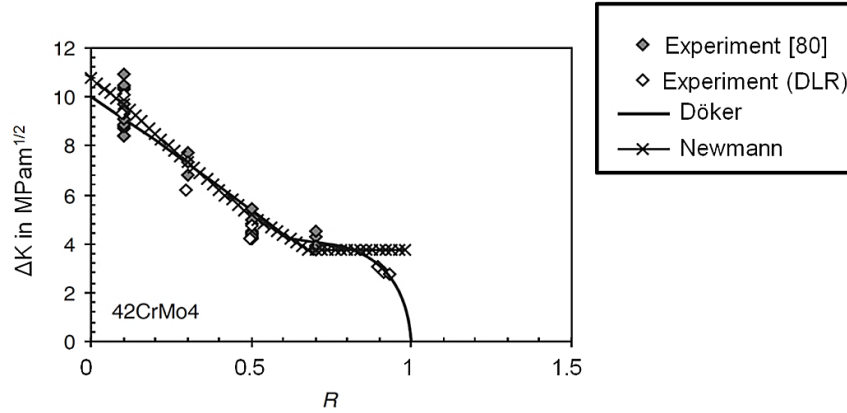


Abbildung 2.20: Unterschiedliche Modelle für das Schwellenwertverhalten am Beispiel des Stahls 42CrMo4 V und Vergleich zu experimentellen Daten [76]

2.3.2.2 Berücksichtigung des Einflusses der Druckeigenspannungen

Zur Berücksichtigung des Einflusses der Druckeigenspannungen wird das Superpositionsprinzip genutzt. Gerechnet wird der Anteil des SIFs ΔK_{eff} , der den Rissfortschritt verursacht. Die Definition von ΔK_{eff} erfüllt die Bedingung, dass Risswachstum nur unter der Voraussetzung stattfindet, dass der Riss an der Rissspitze geöffnet ist. Diese Erkenntnis ist auf die Arbeiten von Elber [92] zurückzuführen, der das Phänomen des Rissöffnens und -schließens untersuchte. Der SIF beim Riss schließen wird K_{cl} genannt. In der Anwendung der LEBM zur Berechnung der Dauerfestigkeit festgewalzter Bauteile wird vereinfacht, dass das Rissöffnen und Riss schließen sich annähernd auf gleichem Niveau befinden ($K_{\text{cl}} = K_{\text{op}}$) [2]. Die Berücksichtigung von Druckeigenspannungen zur rechnerischen Beschreibung des Risstoppes geht vom Ansatz aus, dass sich Spannungen, die sich aus Last- und Eigenspannungen ergeben, linear-stabil überlagern, G2.38. Dieser Ansatz wurde bereits in [1], [2], [3], [10], [11], [25] und [36] erfolgreich durchgeführt. Der SIF beim Rissöffnen wurde unter Vernachlässigung plastischer Effekte an der Rissspitze auf $K_{\text{op}} = 0$ gesetzt. Aus G2.38 folgt G2.39.

$$\Delta K_{\text{eff}} = K_{\text{max}}(\sigma_{\text{Last}} + \sigma_{\text{RS}}) - K_{\text{op}} = K_{\text{Last}} + K_{\text{RS}} - K_{\text{op}} \quad \text{G 2.38}$$

Wobei K_{Last} dem maximalen SIF aufgrund der Lastspannungen entspricht, die durch die Versuchsbeanspruchung hervorgerufen werden.

$$\Delta K_{\text{eff}} = K_{\text{max}}(\sigma_{\text{Last}} + \sigma_{\text{RS}}) = K_{\text{Last}} + K_{\text{RS}} \quad \text{G 2.39}$$

Da das Maximum der Eigenspannungen sich unterhalb der Oberfläche befindet, sinkt der effektive SIF ΔK_{eff} mit wachsender Risslänge a zunächst ab, bis er ein Minimum erreicht, **Abbildung 2.21**. Das Minimum befindet sich meist im Bereich des Eigenspannungsmaximums. Das Minimum wird mit dem effektiven Schwellenwert $\Delta K_{\text{th,eff}}$ verglichen. Ist die Differenz $\Delta K_{\text{eff}} - \Delta K_{\text{th,eff}} > 0$, dann kommt es zu einer Verzögerung des Rissfortschritts im Zeitfestigkeitsbereich. Ist die Differenz $\Delta K_{\text{eff}} - \Delta K_{\text{th,eff}} < 0$, findet ein Risstopp im

Dauerfestigkeitsbereich statt. Entspricht die Differenz $\Delta K_{\text{eff}} - \Delta K_{\text{th,eff}}$ Null, dann ist der Übergang (Knickpunkt) vom Zeitfestigkeits- zum Dauerfestigkeitsbereich gegeben [36]. Somit lautet die Beziehung zur Berechnung der Dauerfestigkeit festgewalzter Bauteile:

$$\Delta K_{\text{eff}} = \Delta K_{\text{th,eff}} \quad \text{G 2.40}$$

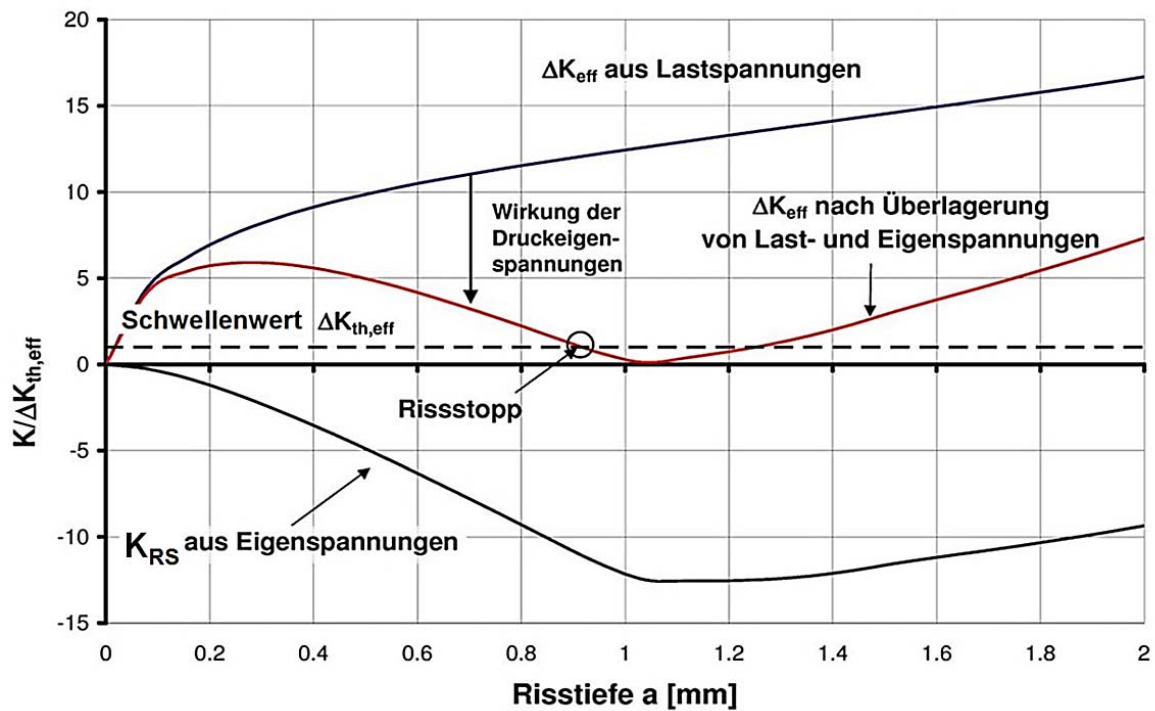


Abbildung 2.21: Berechnung von Rissstopp und Dauerfestigkeit [2]

3 Zielsetzung

Wie bereits im Kapitel 1 erwähnt, ist das Primärziel der Arbeit die Weiterentwicklung des in [2] entworfenen Berechnungsansatzes zur Anwendung auf räumliche Rissprobleme und die Übertragung des am Vergütungsstahl 42 CrMo4V entwickelten Bemessungskonzeptes auf weitere Werkstoffe wie dem AFP-Stahl 38MnVS6 BY und Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700. Folgende Teilziele sind hierfür erforderlich und sind zum Teil in [36] dokumentiert.

- Numerische Beschreibung des Werkstoffverhaltens
- Experimentelle und rechnerische Bestimmung der Eigenspannungen
- Experimentelle Beschreibung der zeitlichen Abfolge von Anrissbildung und Rissfortschritt im Kerbbereich
- Erweiterung der bruchmechanischen Bewertung zur rechnerischen Beschreibung des Rissstopps
- Verifizierung des Bemessungskonzeptes an biege- und an kombinierte biege- und torsionsbelastete Proben aus AFP-Stahl 38MnVS6 BY und Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700
- Anwendung des Bemessungskonzeptes an einer seriengefertigten Stahlkurbelwelle aus Vergütungsstahl 42 CrMo4V

Die rechnerische Bestimmung der Festwalzeigenspannung erfolgt mit Hilfe der FEM, durch Simulation des Festwalzprozesses und der Umlagerung durch die Versuchsbeanspruchung. Hierfür wird das auf Arbeiten von Lemaitre und Chaboche [41] basierende Werkstoffmodell verwendet. Dieses Modell kann das zyklische Ver- und Entfestigungsverhalten der Werkstoffe abbilden. Zur Validierung der simulierten Eigenspannungen werden verschiedene Verfahren der Eigenspannungsmessung und der Bauteilpräparation angewendet und miteinander verglichen.

Im bisherigen Bemessungsverfahren ([1], [2], [3], [11], [25]) wurden die berechneten umgelagerten Spannungen mit Hilfe der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM) bewertet. Zur Berechnung des Spannungsintensitätsfaktors (SIF) wurde das Ersatzmodell einer Scheibe mit Seitenriss genutzt. Die Nutzung des Ersatzmodells unterstellt eine Geometrievereinfachung, die die tatsächliche räumliche Gestalt des Bauteils nicht berücksichtigt. Beispielsweise werden Steifigkeitsänderungen im Bauteil, die durch Risswachstum entstehen, vernachlässigt. Inwieweit sich diese Vereinfachung auf das Gesamtergebnis auswirkt ist nicht ausreichend untersucht. In [11] wurde die Gewichtsfunktion eines rotationsymmetrisch angerissenen Bauteils hierfür hergeleitet. Für dreidimensionale Rissprobleme existiert derzeit keine abgesicherte Lösung.

Da das Bemessungsverfahren in der Praxis zur Auslegung von Kurbelwellen genutzt werden soll, wird der Frage nachgegangen, inwiefern sich die erzielten Ergebnisse auf reale Kurbelwellen übertragen lassen. Eine anschließende Sensitivitätsanalyse soll zum einen Auskunft über die Güte der getroffenen Annahmen und

Vereinfachungen liefern und zum anderen helfen, die Bedeutung von Unsicherheiten rechnerisch zu quantifizieren, die sich beispielweise aus der Veränderung der Werkstoffeigenschaften in der Serienfertigung ergeben. Wesentliche Einflüsse und ihre Zuordnung zum untersuchten Baustein sind in **Tabelle 3.1** zusammengefasst.

Tabelle 3.1: *Einflüsse und Bausteine des Bemessungsverfahrens.*

Baustein	Einflussparameter/Bewertungsmethode
Werkstoffverhalten	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Werkstofftyp, -gruppe und -art <ul style="list-style-type: none"> ○ AFP-Stahl 38 MnVS6 BY ○ Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700
Festwalzprozess	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Gerätekraftniveau <ul style="list-style-type: none"> ○ $F_{GE} = 6 \text{ kN}$ ○ $F_{GE} = 9 \text{ kN}$
Eigenspannungsberechnung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Werkstoffmodell ▪ Anzahl der Überwalzungen ▪ Gerätekraftniveau
Eigenspannungsmessung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Eindringtiefe und Präparationsmethode <ul style="list-style-type: none"> <u>Röntgenographisch</u> <ul style="list-style-type: none"> ○ An längs aufgeteilten Proben ○ Mit schrittweise radialem Materialabtrag <u>Mittels Neutronenstrahlung</u> <ul style="list-style-type: none"> ○ „An hohlgebohrten Proben“
Versuchsbeanspruchung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Beanspruchungsart <ul style="list-style-type: none"> ○ Biegebelastung ○ Kombinierte Biege- und Torsionsbelastung
Anrissdetektion	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Detektionsverfahren <ul style="list-style-type: none"> ○ Optische Verfahren ○ Potenzialsondenverfahren
Bruchmechanische Bewertung	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Bruchmechanisches Modell (LEBM) <ul style="list-style-type: none"> ○ Ersatzmodell einer Scheibe mit Seitenriss ○ Numerische Lösung des räumlichen Rissproblems ▪ Effektiver Schwellenwert $\Delta K_{th,eff}$

4 Experimentelle Untersuchungen

4.1 Gegenstand der Untersuchungen

Wie bereits im Kapitel 1 erwähnt wird eine kurbelwellenähnliche Probe aufgrund des leichteren Zugangs zum Festwalzradius, sowohl bei der Anrissdetektion als auch bei der Eigenspannungsmessung genutzt [36]. Die Proben wurden extern, durch erfahrene Industrieunternehmen gefertigt. Die Geometrieverhältnisse im Festwalzradius sind mit denen einer typischen Kurbelwelle vergleichbar, **Abbildung 4.1**. Die Probe wird in einer angepassten Serienanlage rolliert, um einen mit der Kurbelwelle vergleichbaren Rollierprozess zu realisieren. Die Gerätekraft F_{GD} , die sich in der Praxis für Kurbelwellen auf das Festwalzrollenpaar bezieht, wird halbiert, um vergleichbare Prozessverhältnisse zu erzeugen ($F_{GE} = F_{GD}/2$). Eine axiale Abstützung wird vorgesehen, um die Festwalzkraft F_w einzuleiten, **Abbildung 4.2**. Auf dieser Art wird sichergestellt, dass die Festwalzkraft an der Kurbelwelle und an der kurbelwellenähnlichen Probe vergleichbar ist [36]. Zwei Gerätekraftniveaus, von $F_{GE} = 6$ kN und 9 kN werden genutzt, um den Einfluss der Festwalzkraft auf die Eigenspannungsverteilung und auf die Schwingfestigkeit zu quantifizieren. Die Festwalzkkräfte sind in dieser Größenordnung aus Erfahrung gewählt worden. Weitere Prozessrandbedingungen sind in **Tabelle A1** im Anhang zu entnehmen.

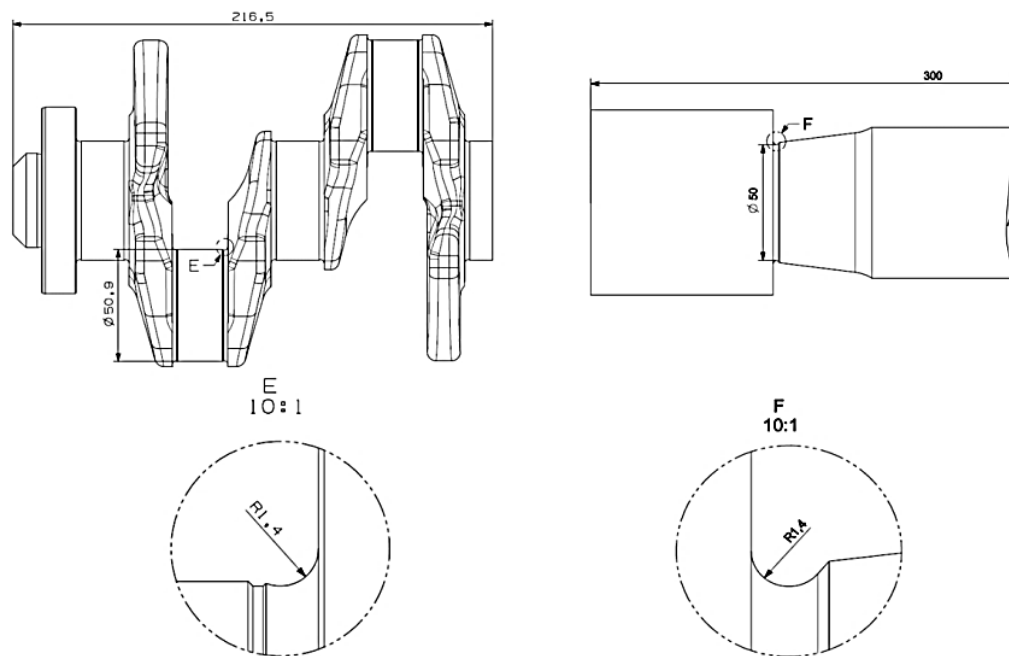


Abbildung 4.1: Geometrie eines Kurbelwellenabschnitts (links) und der kurbelwellenähnlichen Probe (rechts) vor dem Festwalzprozess [36]

Zum Fertigen der Proben sind für den AFP-Stahl 38MnVS6 BY kontrolliert abgekühltes Stangenmaterial und für das Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700 gegossene Rohteile verwendet worden. In der Serienfertigung

werden Kurbelwellen aus AFP-Stahl 38MnVS6 BY geschmiedet, aus der Schmiedehitze kontrolliert abgekühlt und anschließend zerspanend bearbeitet. Das warmgewalzte und kontrolliert abgekühlte Stangenmaterial ist mit dem Ausgangszustand der Kurbelwelle (vor dem Festwalzen) vergleichbar. Die Proben zur Werkstoffcharakterisierung werden aus der gleichen Charge gefertigt wie das Bauteil, sodass die Vergleichbarkeit des Werkstoffzustands in den Werkstoff- und Bauteilproben gegeben ist. Metallographische Untersuchungen an den Zug-, Druck und an kurbelwellenähnlichen Proben bestätigen die Übereinstimmung, [36].

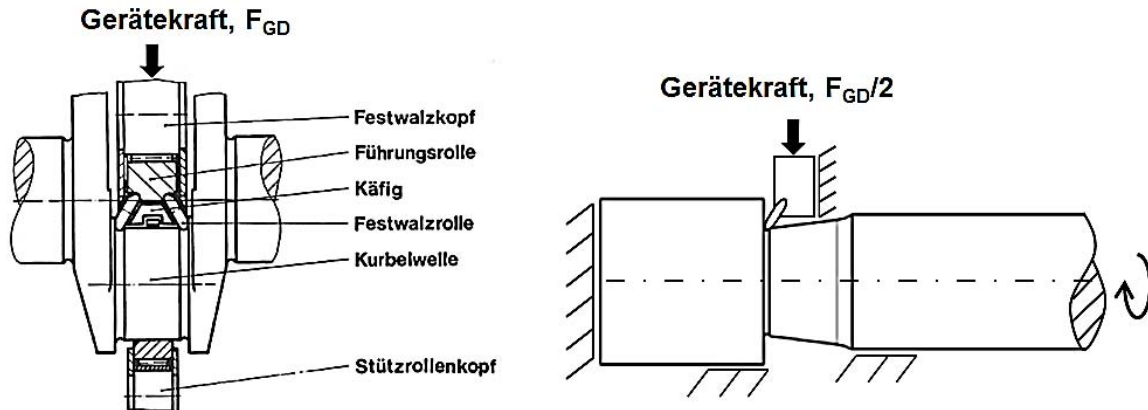


Abbildung 4.2: Schema des Festwalzens eines Kurbelwellenlagers (links) und der kurbelwellenähnliche Probe (rechts). Die Geräte- bzw. Festwalzkraft wird durch zwei geteilt. Eine axiale Abstützung wird verwendet, um vergleichbare Prozessrandbedingungen an den kurbelwellenähnlichen Probenradius zu erzeugen [36]

4.2 Schwingfestigkeitsuntersuchungen an biegebelasteten Proben

Ziel der Schwingfestigkeitsuntersuchungen an biegebelasteten Proben ist die experimentelle Bestimmung der Dauerfestigkeit der festgewalzten und nicht festgewalzten Proben unter Biegebelastung. Ein weiteres Ziel ist der Vergleich und die Bewertung verschiedener Anrissdetektionsverfahren zur Erfassung des Ereignisses Rissstopp [36]. Die mit Anriss durchgelaufenen Proben werden nach dem Versuch aufgebrochen und analysiert, um bruchmechanische Ein- und Ausgangsdaten zur Modellierung und Validierung des bruchmechanischen Modells zu gewinnen.

4.2.1 Versuchsaufbau

Die Schwingfestigkeitsuntersuchung der biegebelasteten Proben wurde an der Materialprüfungsanstalt der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt. Der schematische Versuchsaufbau ist in **Abbildung 4.3** dargestellt und ist in [36] dokumentiert. Die Versuchsdurchführung und die genutzten Verfahren der Anrissdetektion sind entsprechend in [36] zu finden und werden hier nicht weiterbehandelt.

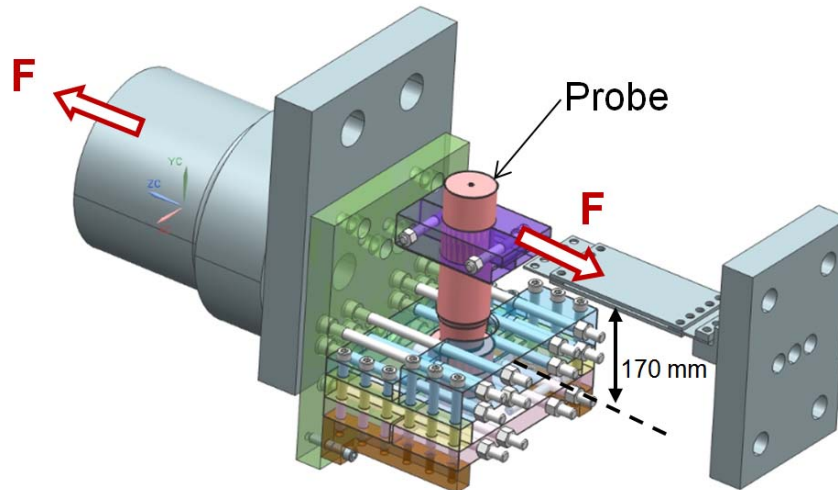


Abbildung 4.3: Prüfaufbau für die Schwingfestigkeitsuntersuchung an den kurbelwellenähnlichen Proben unter Biegebelastung [36]

4.2.2 Versuchsauswertung

Im Zeitfestigkeitsbereich

Zur Beschreibung des Wöhlerversuchs im Zeitfestigkeitsbereich wird die Form nach BASQUIN [16] gewählt. Im doppeltlogarithmischen Diagramm ist der Zusammenhang zwischen Anriss- bzw. Bruchlastschwingspielzahl und Biegebelastung linear. Die analytische Beschreibung lautet:

$$N = N_D \left(\frac{S_a}{S_{ak}} \right)^{-k} \quad \text{G 4.1}$$

S_a ist die Nennspannungsamplitude, N_D die Schwingspielzahl am Abknickpunkt, S_{ak} die Nennspannungsamplitude am Abknickpunkt N_D und k der Neigungsexponent der Wöhlerlinie.

Die statistische Auswertung im Zeitfestigkeitsbereich wird nach dem Perlschnurverfahren durchgeführt. Es wird von einem parallelen Streuband ausgegangen. Die Versuchsergebnisse werden durch eine Regressionsgerade mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate in N -Richtung abgebildet, **Abbildung 4.4**. Zur Quantifizierung des Streubands werden anschließend alle Versuchspunkte entlang der Regressionsgerade auf einen Lasthorizont verschoben. Zur Berechnung der Überlebenswahrscheinlichkeit wird die Log-Normalverteilung mit der Schätzfunktion nach Rossow gewählt, G 4.2.

$$P_{\bar{u}} = 1 - \frac{3i - 1}{3n + 1} \quad \text{G 4.2}$$

i ist die Ordnungszahl ($i = 1, \dots, n$) und n ist die Anzahl der Proben eines Lasthorizonts

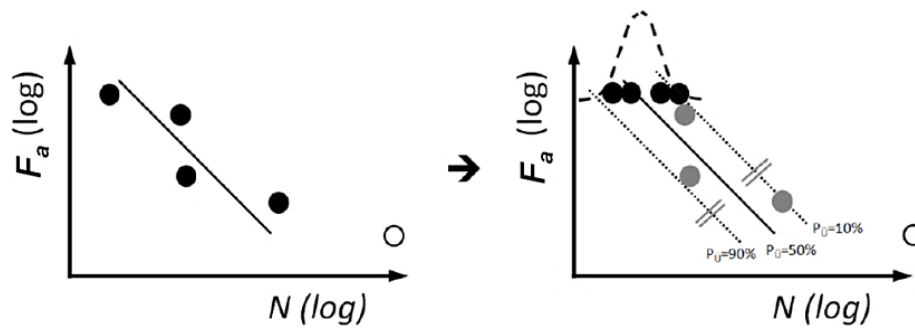


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Perlschnurverfahrens mit der Verschiebung der einzelnen Versuchsergebnisse auf einen Horizont mit anschließender statistischer Auswertung [53]

Im Übergangsbereich

Zur experimentellen Abschätzung der Dauerfestigkeit aus den Versuchsergebnissen wird das Abgrenzungsverfahren nach DIN 969 [85] gewählt. Zur Berechnung der Überlebenswahrscheinlichkeit wird auch hier die Schätzfunktion nach Rossow, G 4.3 genutzt.

$$P_{\bar{u}} = 1 - \frac{3r - 1}{3n + 1} \quad \text{G 4.3}$$

r ist die Anzahl gebrochener Proben eines Lasthorizonts

4.2.3 Versuchsergebnis

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse in **Abbildung 4.6** bis **Abbildung 4.11**, dass sich die angewendeten unterschiedlichen Anrissdetektionsverfahren kaum auf die Ergebnisse der Anrisschwingfestigkeit auswirken [36], **Abbildung 4.8**. Somit sind beide Anrissdetektionsverfahren nämlich optisch und mittels Potentialsonde gleichwertig. Die höchste Steigerungsrate erzielte bei beiden Werkstoffen die mit der Gerätekraft von $F_{GE} = 9\text{kN}$ festgewalzte Variante, **Tabelle 4.1**. Die Steigerungsraten reichen von 104 bis 135% und sind für den Stahl 38MnVS6BY und Gusswerkstoff GJS700 vergleichbar. Das lässt darauf schließen, dass die Steigerung bei beiden Werkstoffen auf dem gleichen Mechanismus basiert.

Die Rissstopps lassen sich gut mit Hilfe der Potenzialsonde nachweisen [36]. Nach Aufbrechen von angerissenen durchgelaufenen Stichproben konnte nachgewiesen werden, dass der Rissstopp beim AFP-Stahl 38MnVS6 BY, nach Festwalzen mit einer Gerätekraft von $F_{GE} = 9\text{kN}$ in einer Tiefe von rd. 1.2 mm stattfindet [36], **Abbildung 4.5**. Somit ist die theoretische Grundlage der Anwendung der linear-elastischen Bruchmechanik zur Berechnung der Dauerfestigkeit der kurbelwellenähnlichen Proben aus diesen beiden Werkstoffen experimentell bestätigt. Die Rissfronten verlaufen annähernd elliptisch, **Abbildung 4.5**. Dieses Erkenntnis wird in der bruchmechanischen Modellbildung berücksichtigt.

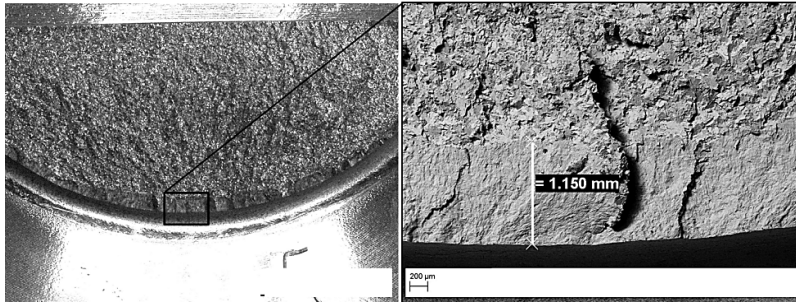


Abbildung 4.5: Anrissbild eines Durchläufers aus AFP-Stahl 38MnVS6 BY, zuvor festgewalzt mit einer Gerätekraft von $F_{GE} = 9 \text{ kN}$. Die Proben wurden nach der Versuchsdurchführung angesägt und aufgebrochen [36]

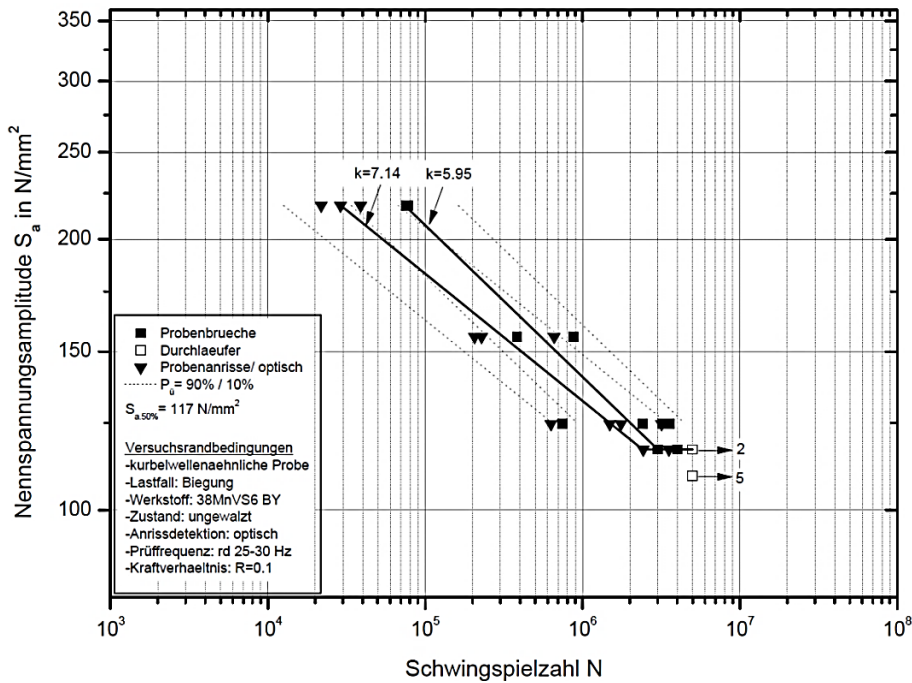


Abbildung 4.6: Anriss- und Bruchwöhlerlinie ungewalzter kurbelwellenähnlicher Proben aus AFP-Stahl 38MnVS6 BY [36]

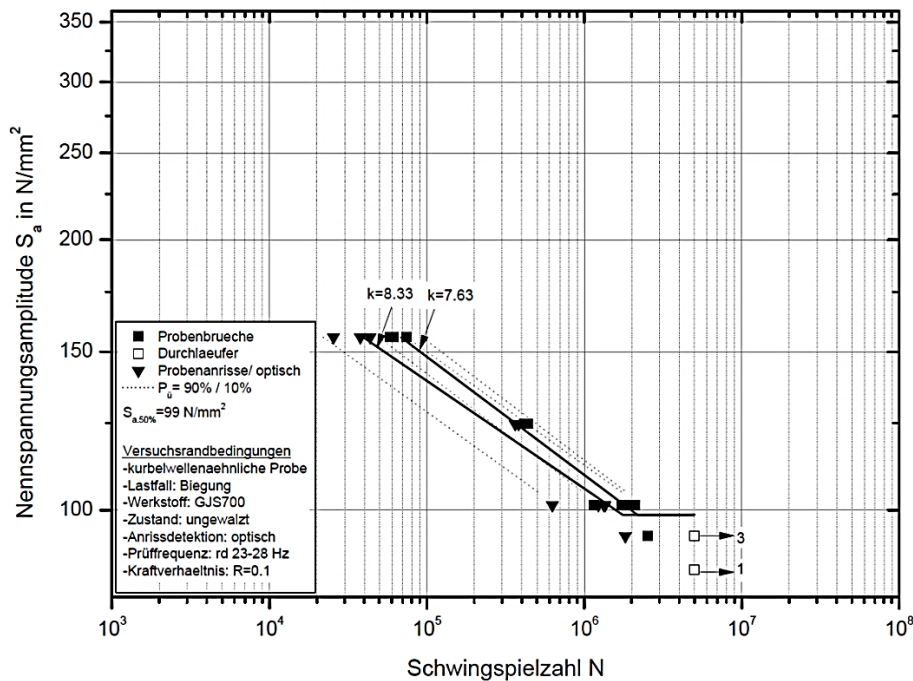


Abbildung 4.7: Anriss- und Bruchwöhlerlinie ungewalzter kurbelwellenähnlicher Proben aus Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700 [36]

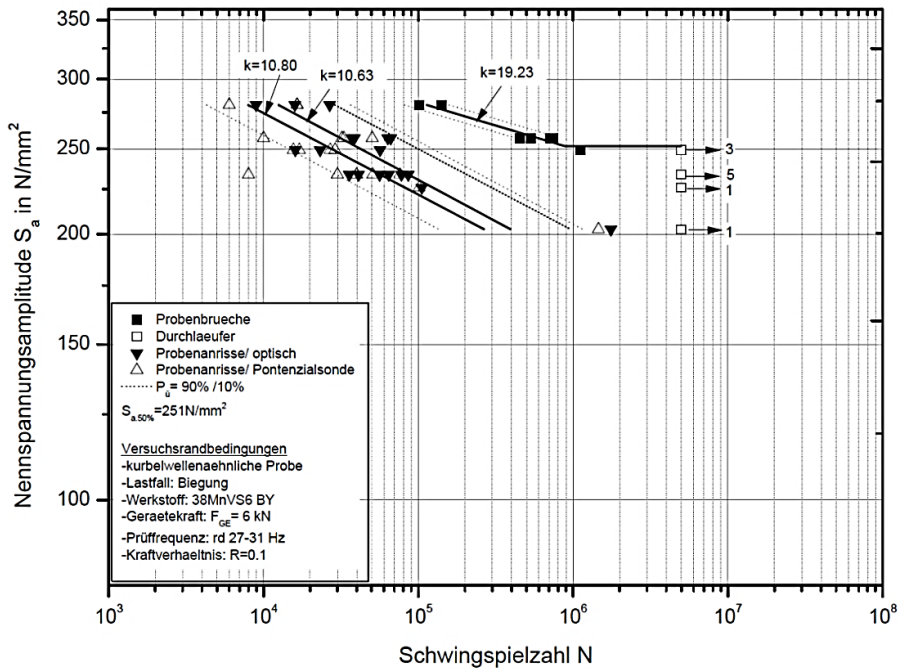


Abbildung 4.8: Anriss- und Bruchwöhlerlinie kurbelwellenähnlicher Proben aus AFP-Stahl 38MnVS6 BY, zuvor festgewalzt mit einer Gerätekraft von $F_{GE} = 6 \text{ kN}$ [36]

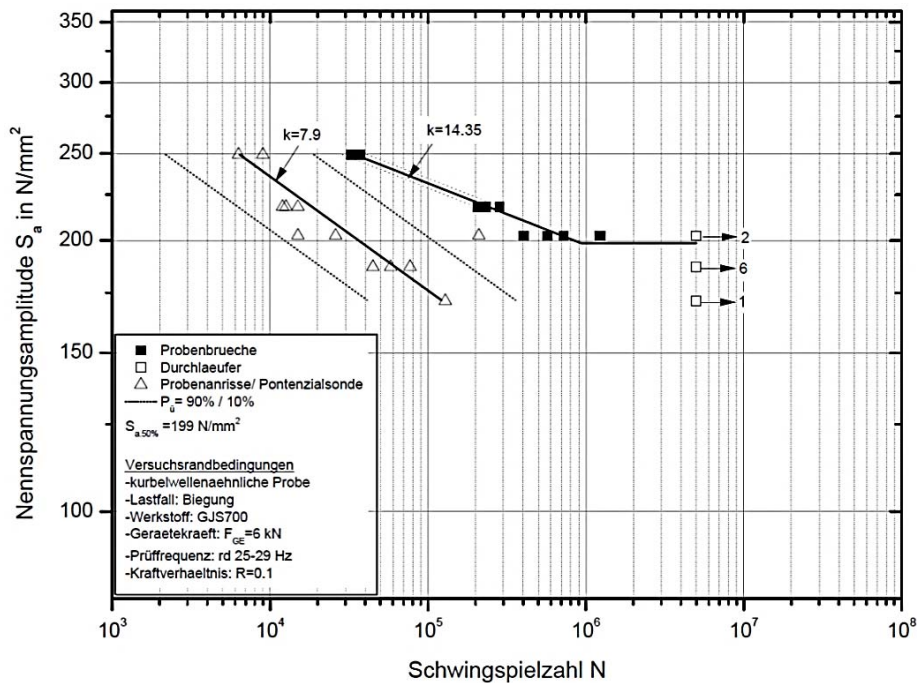


Abbildung 4.9: Anriss- und Bruchwöhlerlinie kurbelwellenähnlicher Proben aus Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700, zuvor festgewalzt mit einer Gerätekraft von $F_{GE} = 6 \text{ kN}$ [36]

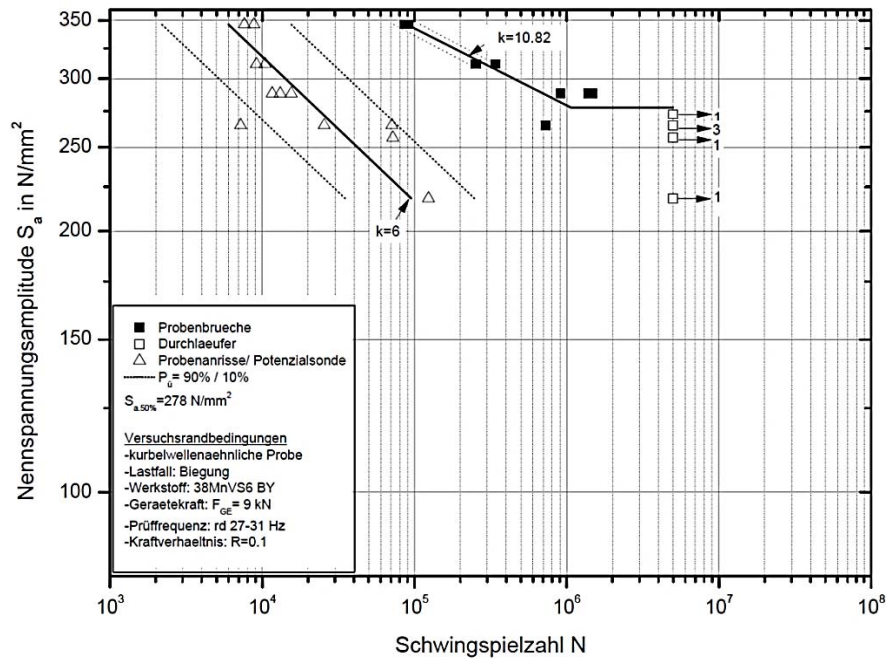


Abbildung 4.10: Anriss- und Bruchwöhlerlinie kurbelwellenähnlicher Proben aus AFP-Stahl 38MnSV6 BY, zuvor festgewalzt mit einer Gerätekraft von $F_{GE} = 9 \text{ kN}$ [36]

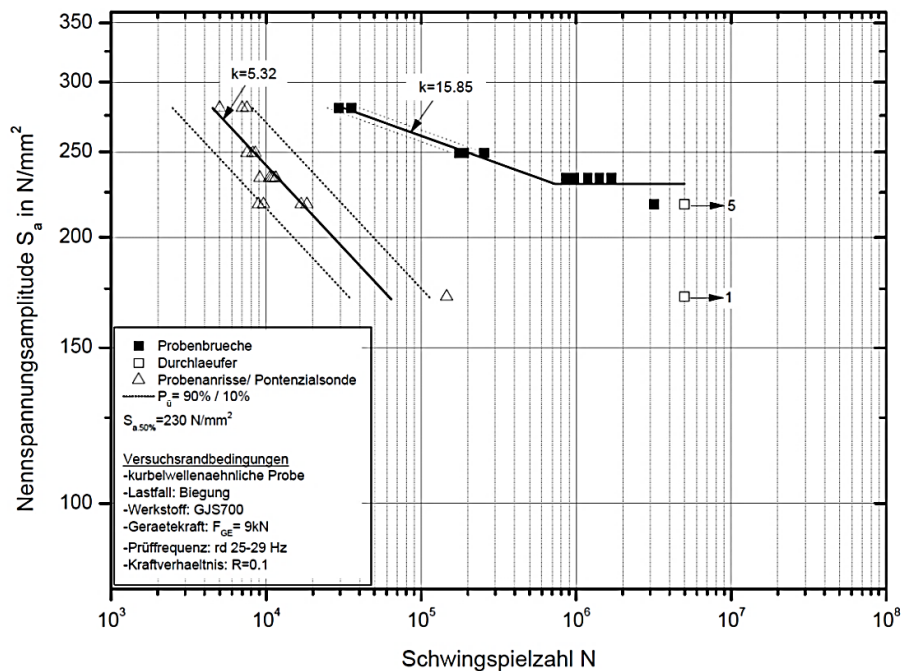


Abbildung 4.11: Anriss- und Bruchwöhlerlinie kurbelwellenähnlicher Proben aus Gusseisen mit Kugelgraphit (GJS700), zuvor festgewalzt mit einer Gerätekraft von $F_{GE} = 9 \text{ kN}$ [36]

Tabelle 4.1: Übersicht der Steigerungen der Schwingfestigkeit durch Festwalzen bezogen auf den ungewalzten Zustand unter Biegebelastung [36]

Werkstoff	Gerätekraft F_{GE}	Schwingfestigkeitssteigerung gegenüber dem ungewalzten Zustand
38MnVS6 BY	6 kN	+107 %
38MnVS6 BY	9 kN	+131 %
GJS700	6 kN	+104 %
GJS700	9 kN	+135 %

4.3 Ergebnisse der Schwingfestigkeitsuntersuchung an kombinierten biege- und torsionsbelasteten Proben

Die Schwingfestigkeitsversuche unter kombinierter Biege- und Torsionsbelastung wurden am Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit durchgeführt und sind in [36] dokumentiert. Da die Effekte, die in diesem Lastfall auftreten, mit denen die unter Biegebelastung aufgetreten sind vergleichbar sind, beschränkt sich die nachfolgende Darstellung auf die für die bruchmechanische Bewertung relevanten Daten. Für detaillierteres wird auf die Dokumentation in [36] verwiesen. Der schematische Prüfaufbau ist in **Abbildung 4.12** dargestellt. Die Hebelarmlängen a_t für Torsion und a_b für Biegung werden auf 153 mm gesetzt, um ein Momentenverhältnis $M_b/M_t = 1$ zu erzeugen. In **Tabelle 4.2** und in **Abbildung 4.13** und **Abbildung 4.14** sind die Ergebnisse zusammenfassend dargestellt und lassen auf Folgendes zurückschließen:

- Die Steigerungsraten gegenüber dem ungewalzten Zustand fallen unter kombinierter Biege und Torsionsbelastung geringer aus, als unter reiner Biegebelastung [36].
- Mittels DMS, appliziert im Stirnbereich hinter der zu erwartenden Anrissstelle, lässt sich der Rissstopp nachweisen [36], **Abbildung 4.13**.
- Das Rissstoppbild vor und nach aufbrechen von Durchläufern mit Rissstopp zeigt kreisförmige mehrfache Anrisse, die in einem Oberflächenwinkel von rd. 70° zu der Stirnfläche der Proben orientiert sind [36], **Abbildung 4.14**.

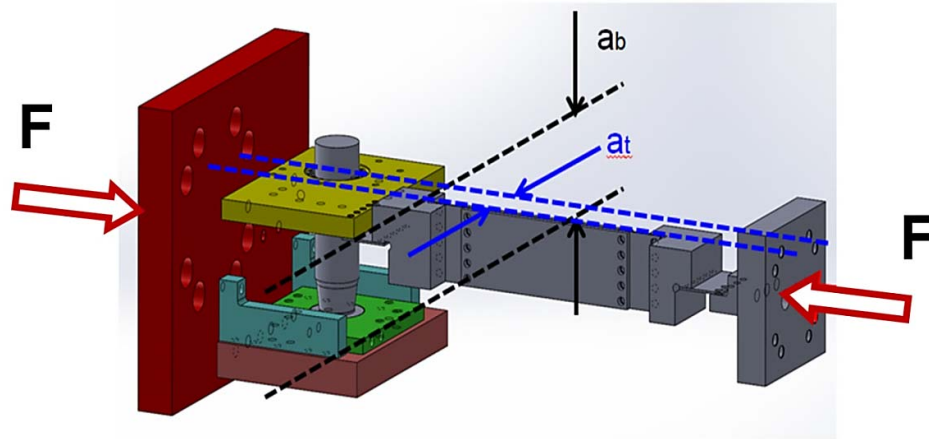


Abbildung 4.12: Schematische Darstellung des Prüfaufbaus unter kombinierter Biege- und Torsionsbelastung [36]

Tabelle 4.2: Steigerungen der Schwingfestigkeit bezogen auf den ungewalzten Zustand unter kombinierter Biege- und Torsionsbelastung [36]

Werkstoff	Gerätekraft $F_{G,E}$	Schwingfestigkeitssteigerung bezogen auf den ungewalzten Zustand
38MnVS6 BY	6 kN	+72 %
38MnVS6 BY	9 kN	+93 %
GJS700	6 kN	+76 %
GJS700	9 kN	+100 %

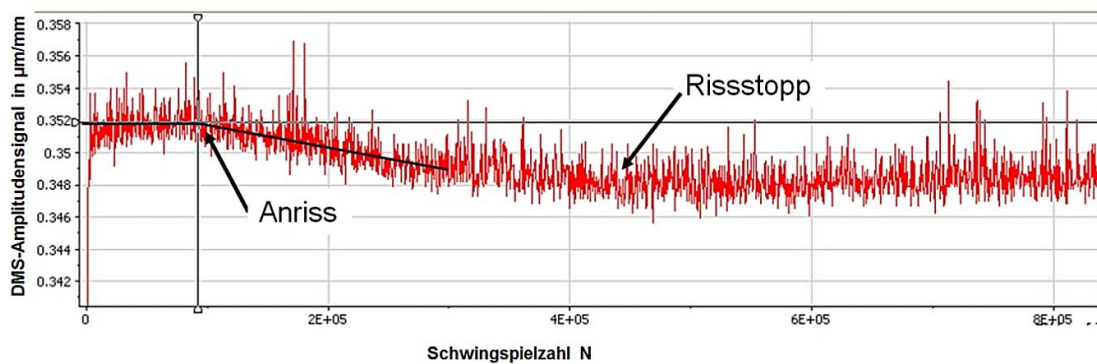


Abbildung 4.13: Anriss- und Rissstopperkennung mittels DMS-Amplitudensignals [36]

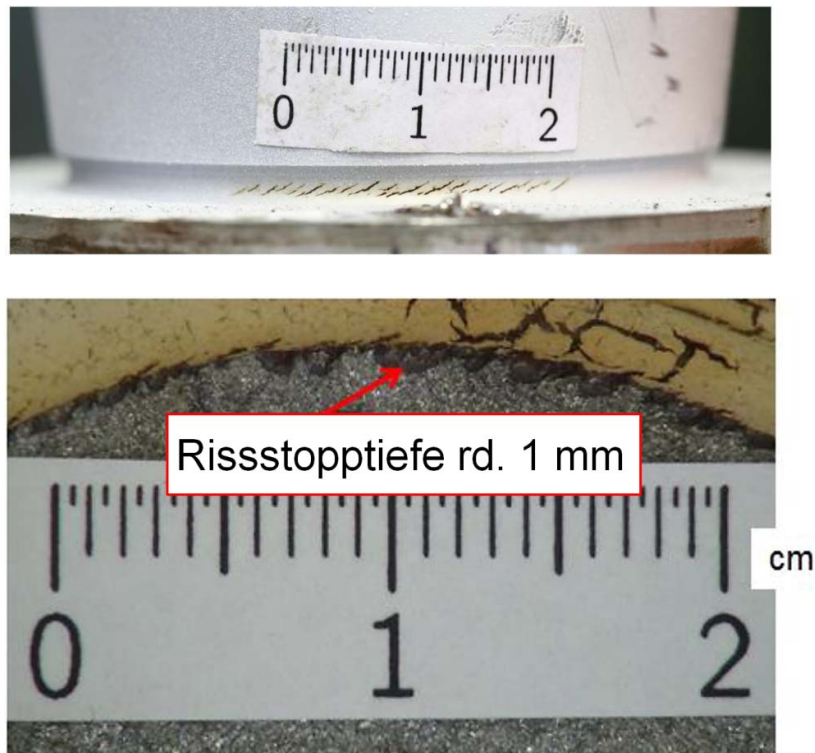


Abbildung 4.14: Bruchbild, betrachtet ausgehend von der Kerboberfläche (oben) und nach Aufbrechen eines mit Rissstopp festgewalzten Durchläufers aus AFP-Stahl 38 MnSv6 BT (unten) [36]

5 Entwurf einer numerisch basierten Vorgehensweise zur Bestimmung der Rissspitzenbeanspruchung

5.1 Bisherige Vorgehensweise

Wie bereits in Kapitel 2 erwähnt, erfordert die Berechnung des Rissstopps die Bewertung der Rissspitzenbeanspruchung mit Hilfe des SIFs [36]. Eine schematische Darstellung der bisherigen Vorgehensweise zur Bewertung der Rissspitzenbeanspruchung zeigt **Abbildung 5.1**. Die Abschätzung des SIFs aufgrund von Eigenspannungen K_{RS} folgt aus den Ergebnissen der nicht-linearen Simulation des Festwalzprozesses nach Umlagerung durch die Versuchsbeanspruchung. Basierend auf der am kritischen Pfad relevanten Spannungskomponente σ_ϕ für die Last- bzw. Eigenspannungen wird der effektive SIF $\Delta K_{eff,Ers.}$ mittels Ersatzmodell einer Scheibe mit Seitenriss gerechnet und mit dem Schwellenwert verglichen [36]. Das Auswertekoordinatensystem orientiert sich dabei an der Haupttrichtung

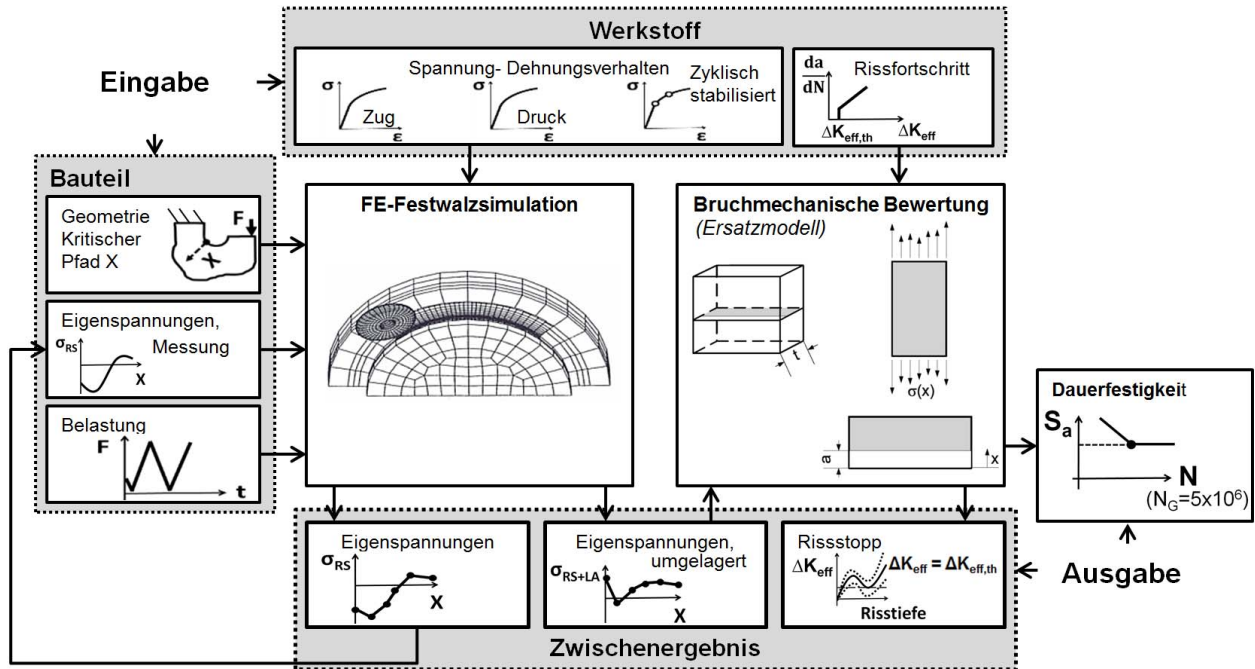


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung der rechnerischen Vorgehensweise zur Beschreibung des Rissstopps [36]

5.2 Motivation für eine neue Vorgehensweise

Die analytische Berechnung der Rissspitzenbeanspruchung mittels Ersatzmodell ersetzt die Bauteilgeometrie durch eine Scheibe mit Seitenriss, für die die Lösung für den SIF bekannt ist [36]. In wieweit diese Vereinfachung von den tatsächlichen Verhältnissen entfernt ist, wurde bis jetzt nur teilweise untersucht. In [1] wurde z.B. mittels Submodelltechnik gezeigt, dass die Vereinfachung bei der Berechnung des SIFs aufgrund von Lastspannungen in Abhängigkeit von der Risslänge einen Unterschied von bis zu Faktor 1.5 verursacht,

Abbildung 5.2. Simuliert wurde die Biegebeanspruchung eines Kurbelwellenabschnittes infolge einer angreifenden Einzellast (von 10kN) unter Verwendung eines linear-elastischen FE-Modells. Der Vorteil der analytischen K-Lösung ist der überschaubare Aufwand, insbesondere für komplexe Bauteilgeometrien, für die es sonst keine Lösung für den SIF gibt oder die Suche nach einer Lösung problematisch ist [36]. Die Schwäche dieses Vorgehens liegt in der Schwierigkeit, das Ergebnis hinsichtlich dessen Genauigkeit zu beurteilen, da das Ersatzmodell die räumliche Gestalt des Bauteils nicht vollständig berücksichtigt. Eine weitere Schwäche ist, dass die Verifizierung der Rissausbreitungsrichtung bis jetzt nur indirekt erfolgte, z.B. durch Variation der Pfadrichtung und Auswerten der zum Festwalzradius orientierten tangentialen und radialen Spannungskomponenten σ_φ , σ_r am kritischen Pfad im nicht angerissenen Zustand. Durch die Fokussierung auf den nicht angerissenen Zustand bleiben z.B. Steifigkeitsänderungen, die durch den Anriss verursacht werden, unberücksichtigt.

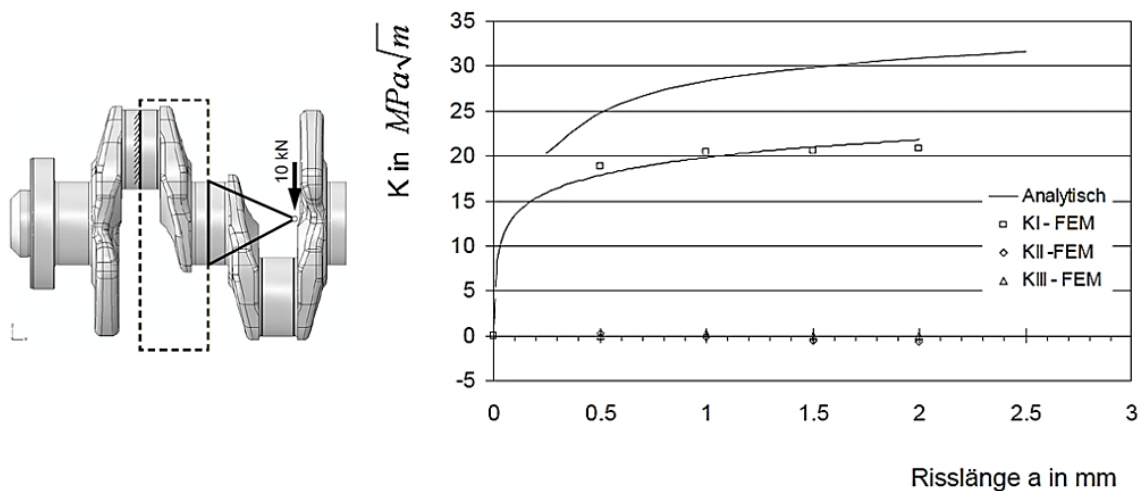


Abbildung 5.2: Vergleich der analytischen und mittels Submodelltechnik berechneten SIF aufgrund einer Biegelast von 10 kN [1]

5.3 Beschreibung der neuen Vorgehensweise

5.3.1 Problematik einer direkten, numerischen, bruchmechanischen Bewertung im Anschluss an die Festwalzsimulation

Eine direkte numerische Berechnung des SIFs im Anschluss an die Festwalzsimulation kann aufgrund der folgenden Situation nicht durchgeführt werden:

- i) Das nicht-lineare Werkstoffmodell der Festwalzsimulation
- ii) Die Vernetzung des FE-Modells für die Festwalzsimulation
- iii) Die Simulation der Zustandsänderung vom nicht angerissenen zum angerissenen Zustand
- iv) Die Kontaktdefinition an den Rissufern

i) Das nicht-lineare Werkstoffmodell der Festwalzsimulation

Eine Auswertung des SIFs ist in ABAQUS nur unter der Voraussetzung eines linear-elastischen Werkstoffgesetzes möglich [48]. Eine einfache manuelle Umrechnung in K, beispielsweise über das J-Integral oder über die Energiefreisetzungsrate durch Lösen der sich auf der Rissfläche befindlichen Knoten unter Vernachlässigung plastischer Effekte an der Risspitze, ist aufgrund von ii) und iii) problematisch.

ii) Die Vernetzung des FE-Modells für die Festwalzsimulation

Der Kontakt zwischen Festwalzrolle und Probe muss abgebildet werden, um die durch Festwalzen verursachten Eigenspannungen zu berechnen. Die Kontaktdefinition ermöglicht die Übertragung der durch die Festwalzkraft verursachten Kontaktpressung auf das Bauteil. Der Kontaktbereich im Bauteil wurde in den bisherigen Arbeiten mit Hexaederelementen mit linearen Ansatzfunktionen vernetzt, da sie eine ausreichende Qualität liefern und im Vergleich zu Hexaederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen Rechenzeit sparen, [1], [2], [4] und [36]. Kollabierte und Hexaederelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen sind für Rissprobleme besser geeignet, da sie die Spannungssingularität an der Risspitze gut abbilden können, siehe Kapitel 2. Ihre Nutzung in der Festwalzsimulation von Beginn an wäre mit einer exponentiell steigenden Rechenzeit verbunden. Eine weitere Schwierigkeit ist, dass aufgrund der simulierten Rotationsbewegung der Walze die Vernetzung im plastisch verformten Bereich rotationssymmetrisch sein muss, um eine konvergente Lösung zu erzielen, **Abbildung 5.3** (oben). Ein Lösen der Knoten kann nur für eine zumindest teilweise rotationssymmetrische Rissgeometrie durchgeführt werden. Die im Versuch beobachteten Risse sind dreidimensional, konkav-konvex und rd. 15° zu der Stirnfläche unter Biegung orientiert, **Abbildung 5.3** (mittig). Unter kombinierter Biegung und Torsion sind mehrfache Anrisse beobachtet worden. Die Lage der Anrisse weicht von der für die Festwalzsimulation geeigneten Vernetzung ab, **Abbildung 5.3** (unten). Ein Lösen der Knoten kann die im Versuch beobachtete Rissgeometrie nicht abbilden. Darüber hinaus besteht aus bruchmechanischer Sicht die Anforderung an die Elemente, dass sie senkrecht zur Rissfront angeordnet werden müssen, siehe Kapitel 4. Deshalb ist die Vernetzung, die sich für die Festwalzsimulation eignet, für eine dreidimensionale bruchmechanische Bewertung nicht geeignet.

iii) Simulation der Zustandsänderung vom nicht angerissenen zum angerissenen Zustand

Die Abbildung der Geometrieänderung der Probe durch beispielweise Anbringen von Verbindungsrandbedingungen an den Rissufern („Klebung“ der Rissufer während der Festwalzsimulation) und anschließendes Lösen dieser Verbindungsrandbedingungen zur Berücksichtigung des während des Schwingversuchs entstandenen Anrisses konnte für einen vereinfachten rotationssymmetrischen Anriss nicht durchgeführt werden, da ABAQUS diese Vorgehensweise nicht ohne Weiteres unterstützt [48]. Ein „Mappen“ der Ergebnisse der Festwalzsimulation (nicht angerissener Zustand) auf ein angerissenes Modell durch Eingriff ins FE-code ist theoretisch möglich und wurde beispielweise in [89] für zweidimensionale Probleme

durchgeführt. Perl und Perry [90] schlagen eine alternative Methode vor, in dem die elastisch-plastisch berechneten Eigenspannungen im nicht angerissenen Zustand in ein äquivalentes Temperaturfeld umgewandelt werden. Das so berechnete Temperaturfeld wird als Vorbedingung der linearen Berechnung im angerissenen Zustand behandelt. Aus betrieblicher Sicht ist eine einfachere, praktikablere Lösung zu bevorzugen, bei der der Eingriff im FE-Code nicht erforderlich ist.

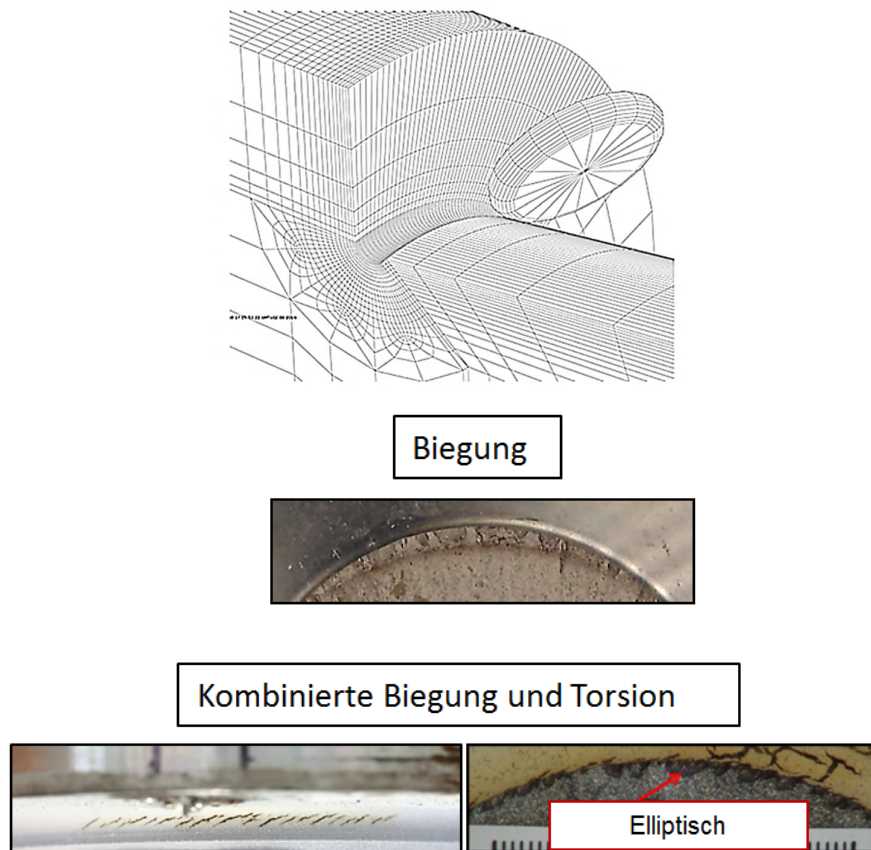


Abbildung 5.3: Für die Festwalzsimulation geeignete und genutzte Vernetzung (oben) und im Versuch beobachteten Anrisse unter Biegung(mittig) und unter kombinierter Biegung und Torsion (unten), [36]

iv) Kontaktdefinition an den Rissufern

Eine Definition des Kontaktes an den Rissufern wäre erforderlich, wenn die Bedingungen i) bis iii) erfüllt wären. Die zusätzliche Kontaktbedingung würde sich auch auf die Rechenzeit negativ auswirken, da Kontaktprobleme gegenüber kontaktfreien Problemen unter sonst vergleichbaren Randbedingungen mit mehr Rechenaufwand verbunden sind.

5.3.2 Lösungsvorschlag

Es wird eine Vorgehensweise zur Lösung der im Absatz 5.3.1 beschriebenen Problematik definiert. In **Abbildung 5.4** ist die Vorgehensweise dargestellt. Die elastisch-plastische Simulation des Festwalzprozesses liefert die Eigenspannungsverteilung, die in Form einer Rissuferbelastung in eine zweite, linear-elastische Rechnung eingelesen wird, um den SIF aufgrund von Eigenspannungen zu bestimmen. Zur Minimierung des Diskretisierungsfehlers wird die gleiche Vernetzung für die K-Lösung aufgrund von Eigenspannungen K_{RS} und aufgrund von Lastspannungen K_{Last} genutzt [36]. Die Verifizierung der Rissausbreitungsrichtung kann direkt, z.B. durch Variation der Risswinkel und Vergleich des Vergleichsspannungsintensitätsfaktors K_{VLast} mit dem SIF unter Rissöffnungsmodus I, K_{Last} , erfolgen.

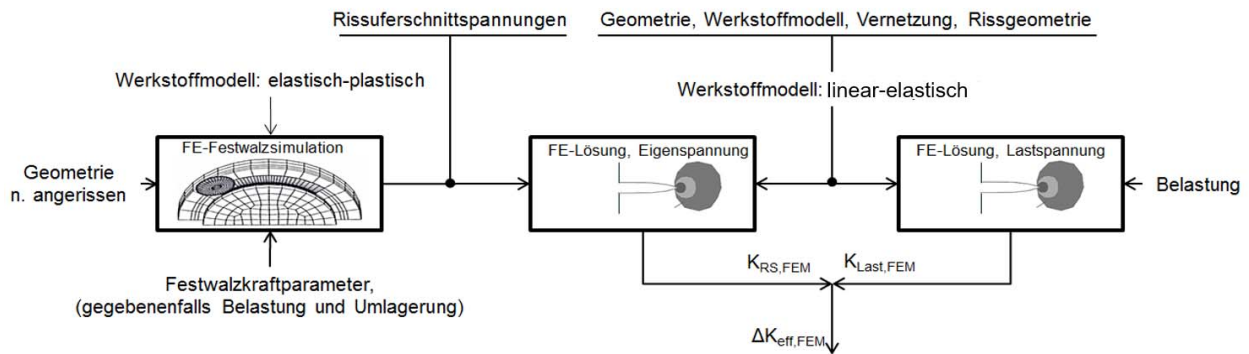


Abbildung 5.4: Schematische Darstellung der Vorgehensweise zur FE-Berechnung des SIFs aufgrund von Eigenspannungen K_{ns} und Aufgrund von Lastspannungen K_{Last} ($K_{eff} = K_{ns} + K_{Last}$) [36]

5.4 Validierung der entwickelten Vorgehensweise

Die Verifizierung der entwickelten Vorgehensweise erfolgt anhand von Rissproblemen, bei denen es eine Näherungslösung für den SIF gibt. Vier Beispiele werden gerechnet:

- Eine Scheibe mit Seitenriss unter Zugbelastung,
- eine Scheibe mit Seitenriss mit einem rechnerisch erzeugten Eigenspannungsverlauf,
- eine festgewalzte und zugbelastete Platte mit durchgängigem und mit halb elliptischem Oberflächenanriss und
- ein festgewalzter und zugbelasteter Hohlzylinder mit halb elliptischem Oberflächenanriss.

5.4.1 Beispiel einer Scheibe mit Seitenriss unter Zugstreckenbelastung

Die im Kapitel 2.3 vorgestellten Methoden werden genutzt, um die mit unterschiedlichen Ansätzen berechneten SIF zu vergleichen. Es handelt sich um das J-Integrals, die Gewichtsfunktion, das Risschließintegral und die

Auswertung der Rissöffnungsverschiebungen. Die Bewertung der neuen Vorgehensweise wird durch einen Vergleich der mittels Gewichtsfunktion mit dem mittels FEM berechneten SIF durchgeführt.

Modellaufbau

Es wird eine Scheibe der Halbhöhe $h/2 = 10$ mm modelliert. Die Vernetzung und die mechanischen Randbedingungen sind in **Tabelle 5.1** zusammengefasst. Am oberen Ende der Scheibe wird eine willkürlich ausgewählte Streckenlast $\sigma(x)$ eingelegt. Die Scheibe wird zusätzlich im nicht angerissenen Zustand modelliert und mit der gleichen Streckenlast $\sigma(x)$ belastet, um die Methode der Gewichtsfunktion und die entwickelte Vorgehensweise zu nutzen. Für die anderen Methoden erfolgt die Bestimmung des SIFs direkt über die Scheibe im angerissenen Zustand. Die Werkstoffmodellierung ist bei allen Varianten linear-elastisch ($E = 210000$ N/mm²; $\nu = 0.3$). Eine Symmetrierandbedingung wird genutzt, um die Anwendung der Methode des Riss-schließintegrals zu erleichtern, da diese Methode die Knotenkräfte benötigt. Diese werden als Reaktionskräfte ausgewertet. Nach Bestimmung der Knotenkraft an einem Knoten wird dieser im nächsten Schritt gelöst und die Verschiebung des Knotens in Y-Richtung wird ausgewertet. Die Energiefreisetzungsrate unter Rissöffnungsmodus I ist die verrichtete Arbeit, die sich aus der Knotenkraft und der Verschiebung in Y-Richtung ergibt. Die Umrechnung im SIF erfolgt nach Gleichung G 2.34.

Auswertung und Interpretation des Ergebnisses

Ermittelt wird die Abhängigkeit des SIFs von der Risslänge a . Das Ergebnis in **Abbildung 5.5** zeigt, dass alle Methoden zur Ermittlung des SIFs vergleichbar sind. In [50] wird eine Genauigkeit von 99% für die Näherungsbeziehung mittels Gewichtsfunktion angegeben. Die Abweichung zwischen mittels J-Integral direkt und indirekt gerechnetem SIF ist von der Risslänge abhängig und beträgt -8 bzw. -2 % bei einer Risslänge von 0.6 bzw. 2.25 mm. Insgesamt zeigen die Ergebnisse, daß alle Methoden zu vergleichbaren Ergebnissen führen

Tabelle 5.1: Modellaufbau und mechanische Randbedingungen der Scheibe in Abhängigkeit der genutzten Berechnungsmethode.

Methode und Zustand des FE-Modells			
ohne Anriss	mit Anriss		
<p>Gewichtsfunktion (Gwf)</p> $\sigma(x) = -100x^2 + 1500 \quad (2.5 < x < 0)$	<p>J-Integral, direkt</p>	<p>Rissuferverschiebung (CTOD)</p>	
<p>J-Integral, indirekt</p>	<p>J-Integral, indirekt</p>	<p>Risschließintegral (G)</p>	

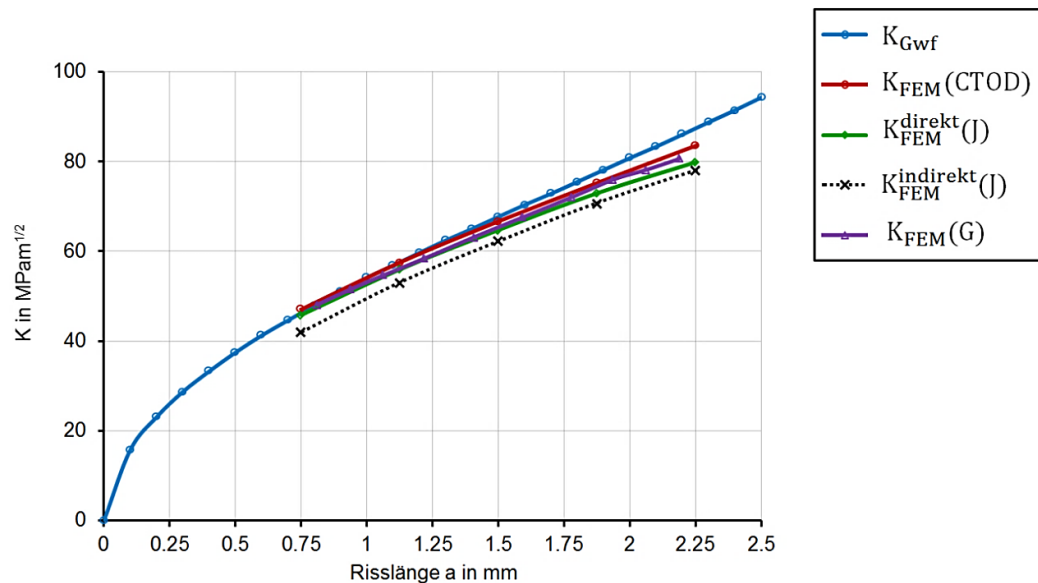


Abbildung 5.5: Vergleich von mittels verschiedener Methoden berechneten SIF aufgrund der Streckenlast $\sigma(x)$

5.4.2 Beispiel einer Scheibe mit einem rechnerisch erzeugten Eigenspannungsverlauf

In diesem Beispiel erfolgt die Validierung der Vorgehensweise anhand von einem in einer Scheibe erzeugten Eigenspannungsverlauf. Zur Erzeugung der Eigenspannungen in der Scheibe wird ein Eindringen simuliert, das einen Verlauf verursacht, der qualitativ mit dem durch Festwalzen verursachten Eigenspannungsverlauf übereinstimmt, siehe Kapitel 2, [1], [36], [2].

5.4.2.1 Simulation des Eigenspannungsverlaufs

Geometrie, Material und mechanische Randbedingungen

Die Simulation des Eigenspannungsverlaufs wird anhand einer Scheibe durchgeführt. Es wird von einem ebenen Dehnungszustand ausgegangen, in Anlehnung an Dehnungsverhältnisse an der Symmetrieebene der kurbelwellenähnlichen Probe unter einer Biegebelastung. Die Simulation des Eindringens erfolgt, indem der Stempel, starr modelliert, die Scheibe über die Kontaktpressung plastisch verformt. Die Steuerung der Höhe der Kontaktpressung wird über den Eindrückweg w_x durchgeführt. Der Kontakt zwischen Stempel und Scheibe ist reibungsfrei. Alle Freiheitsgrade der Scheibe sind im Randbereich außer auf der Eindruckseite gesperrt. Die Abmessungen des Stempels ($r_W = 1.3 \text{ mm}$) orientieren sich an den Abmessungen der Walzrolle beim Festwalzen der Kurbelwelle [36]. Nach Erreichen des Solleindruckwegs w_x wird die Walze entfernt und der Kontakt gelöst. In **Abbildung 5.6** ist die Scheibe mit den mechanischen Randbedingungen dargestellt. Zur Abbildung des nicht-linearen Werkstoffverhaltens wird ein elastisch-plastisches Werkstoffmodell mit nicht-linearem, kinematischem Verfestigungsgesetz genutzt, **Abbildung A 3** im Anhang.

Diskretisierung

Die Diskretisierung wird anhand der in ABAQUS [48] verfügbaren Viereckelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen und voller Integration von Typ CPE8 durchgeführt. Eine im Vergleich zu der Festwalzsimulation [36] gewählte feinere Vernetzung wird im eingedrückten Bereich definiert, um das Potential der entwickelten Vorgehensweise aufzuzeigen. Für die globale und lokale Vernetzung wird eine Elementkantenlänge von rd. 0.5 und 50 μm genutzt.

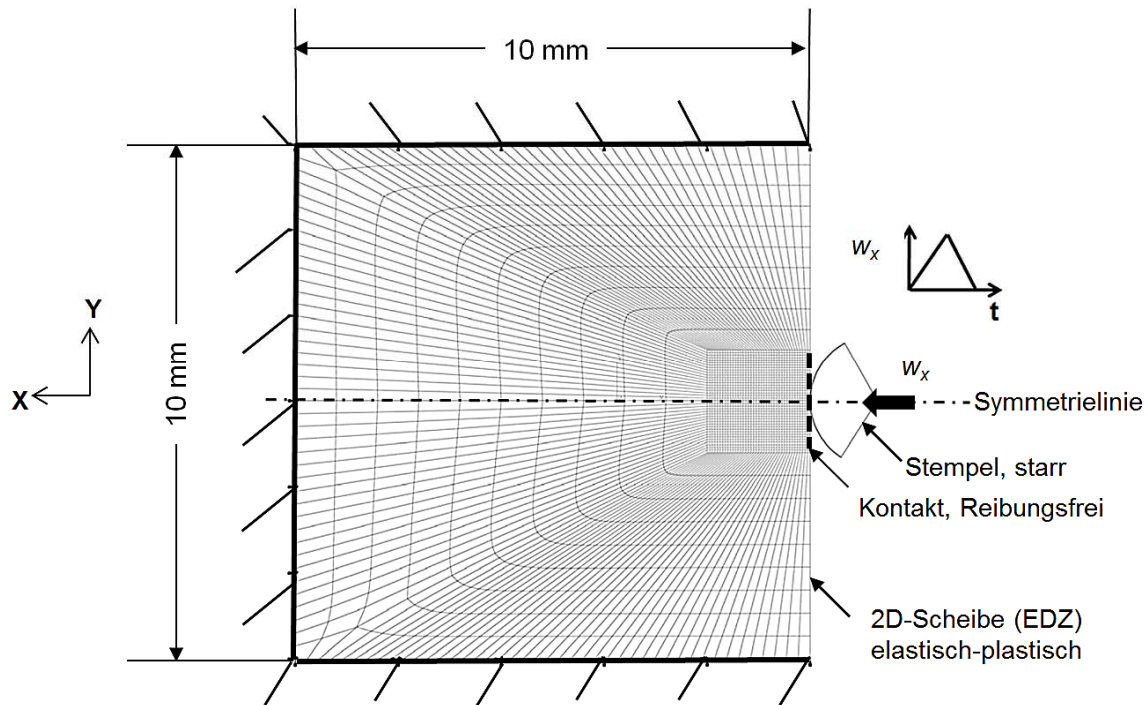


Abbildung 5.6: FE-Modell der Scheibe mit mechanischen Randbedingungen

Auswertung und Interpretation des Ergebnisses

Die Auswertung des Eigenspannungstiefenverlaufs erfolgt an der Symmetrielinie in Y-Richtung, ausgehend von der eingedrückten Oberfläche. Das Ergebnis in **Abbildung 5.7** nach einem Eindruckweg von $w_x = 0.065 \text{ mm}$ zeigt, wie erwartet, einen qualitativ ähnlichen Verlauf wie der Verlauf der Eigenspannungen am kritischen Pfad der Kurbelwelle nach dem Festwalzen (Kapitel 2, [36], [1], [2]). Das Maximum befindet sich unterhalb der Oberfläche bei rd. 0.6 mm, der Nulldurchgang bei rd. 1.2 mm. Damit ist der erzeugte Verlauf geeignet, um die entwickelte Vorgehensweise zu validieren.

Der SIF mittels Gewichtsfunktion $K_{RS,Gwf}$ wird in Abhängigkeit von der Risslänge a gerechnet, um den Bereich eines möglichen Rissstopps festzulegen. Erfahrungsgemäß findet der Rissstopp in der Tiefe statt, wo der SIF aufgrund von Eigenspannungen sein Maximum erreicht [1], [2], [4]. **Abbildung 5.8** zeigt den Verlauf des berechneten SIFs über der Risslänge a .

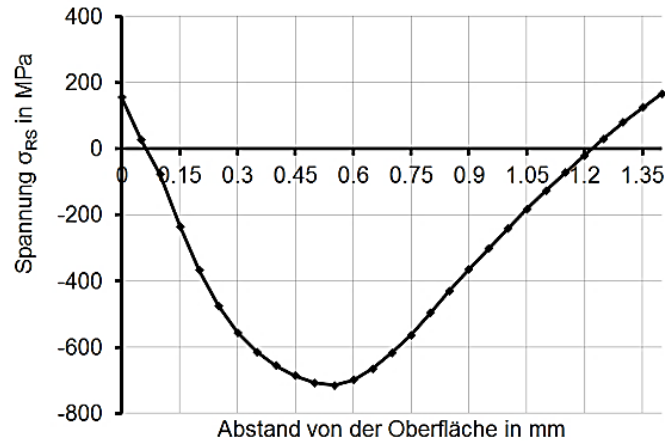


Abbildung 5.7: Eigenspannungsverlauf, ausgewertet an der Symmetrielinie der Scheibe nach dem Eindringen, ausgehend von der Oberfläche

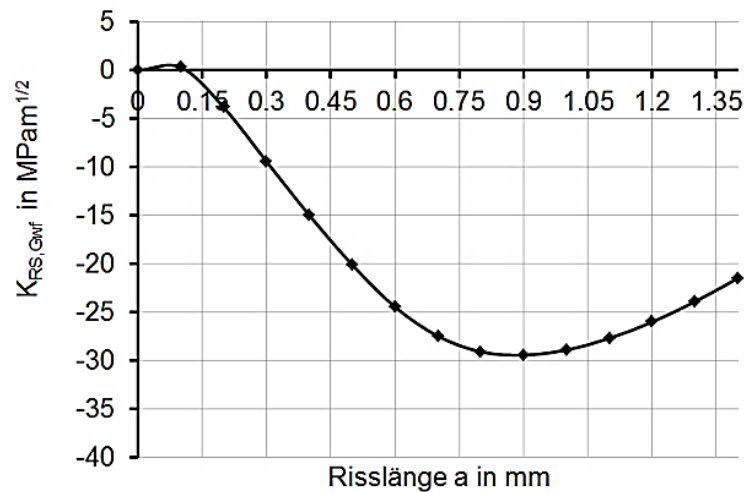


Abbildung 5.8: Verlauf der mittels Gewichtsfunktion ermittelten SIF $K_{RS,Gwf}$ aufgrund der Eigenspannungsverteilung σ_{RS}

5.4.2.2 Berechnung des SIFs aufgrund der Eigenspannungen mit Hilfe der FEM

Geometrie, Material und mechanische Randbedingungen

Zur Berechnung des SIFs mit Hilfe der FEM wird eine angerissene Geometrie der Scheibe verwendet. Die Breite und Höhe der Scheibe beträgt $b = 10 \text{ mm}$ und $h = 20 \text{ mm}$. Die Höhe wird deshalb auf $h = 20 \text{ mm}$ geändert, um den Einfluss der Höhe auf die K-Berechnung auszuschließen. Die Geometrie des Anrisses ist in **Abbildung 5.9** parametrisiert dargestellt. Die Parameterfestlegung erfolgt im Abschnitt 5.4.2.3. Die Geometrieänderung durch das Eindringen wird nicht berücksichtigt [1], [36]. Sie beträgt 0.065 mm und ist gegenüber den geometrischen Abmessungen der Scheibe vernachlässigbar klein. Eine Randbedingung $u_y = 0$

wird auf die Symmetrielinie gelegt. Ein linear-elastisches Werkstoffgesetz wird genutzt. Die verwendeten Parameterwerte sind ein Elastizitätsmodul von $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ und eine Poissonzahl von $\nu = 0.3$.

Diskretisierung

Die Diskretisierung erfolgt mittels Dreieck- und Viereckelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen. An der Risspitze sind kollabierte Elemente mit Viertelknotenverschiebung angebracht worden. Der Einfluss der Elementgröße wird im Absatz 5.4.2.4 untersucht.

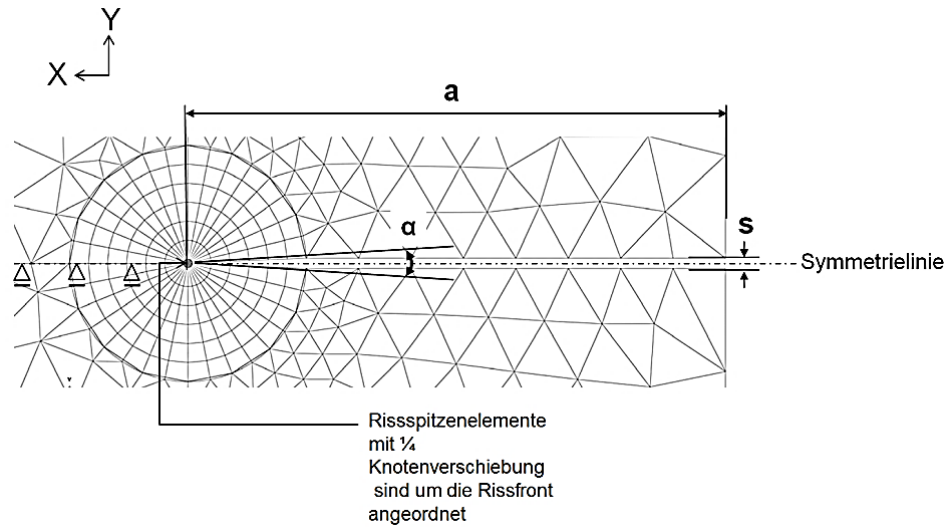


Abbildung 5.9: Rissgeometrie, Vernetzung und Lagerung

5.4.2.3 Festlegung der Rissgeometrie

Zur Festlegung der Rissabmessungen wird die Geometrie in **Abbildung 5.9** mit verschiedenen Parameterwerten gerechnet. Diese Untersuchung ist erforderlich, da sich der Anriss an der kurbelwellenähnlichen Probe, aufgrund ihrer komplexen geometrischen Gestaltung ab einem Risspalt von $S=25\text{ }\mu\text{m}$ modelliert lässt. Es wird ein Rissspitzenwinkel von $\alpha = [0.25^\circ; 5^\circ; 20^\circ]$ und ein Risspalt von $S = [1.25; 25; 100]\text{ }\mu\text{m}$ mit den Risslängen von $a = [0.6; 0.8; 1]\text{ mm}$ in der Scheibe simuliert. Ausgewertet wird die Abweichung von den mittels Gewichtsfunktion zu den mittels FEM berechneten SIF infolge des Eigenspannungstiefenverlaufs $\sigma_{RS}(x)$ in **Abbildung 5.7**. Das Ergebnis in **Abbildung 5.10** zeigt, dass bei allen untersuchten Varianten eine gute Übereinstimmung erzielt werden konnte. Die Abweichung ist von der Risslänge a abhängig und beträgt rd. 1 bis 2% im Bereich des Maximums von K_{RS} . Die Geometrieconfigurationen (g1) und (g2) sind gleichwertig, während die Geometrieconfiguration (g3) sich leicht von den anderen Varianten unterscheidet. Für die weiteren Untersuchungen wird die Geometrieconfiguration (g2) genutzt.

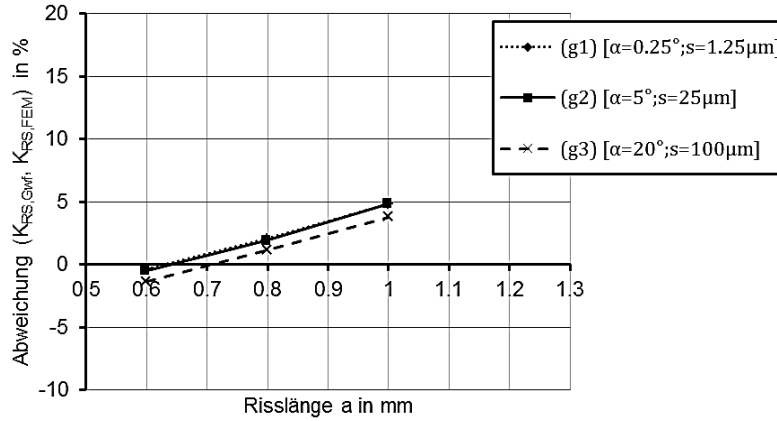


Abbildung 5.10: Abweichung zwischen mittels Gewichtsfunktion und mittels FEM berechnete SIF aufgrund der Eigenspannungsverteilung σ_{ns}

5.4.2.4 Einfluss durch die Netzfeinheit

Drei Vernetzungsvarianten, (A), (B) und (C), werden untersucht, um den Einfluss der Diskretisierungsdichte auf den SIF zu bewerten. Das Ergebnis der Berechnung in **Abbildung 5.11** zeigt, dass mit steigender Anzahl der Elemente um die Risspitze und an den Rissufern sich die mittels FEM bestimmten SIF ab der Vernetzungskonfiguration (B) stabilisieren. Die weitere Validierung erfolgt deshalb anhand der Vernetzungskonfiguration B.

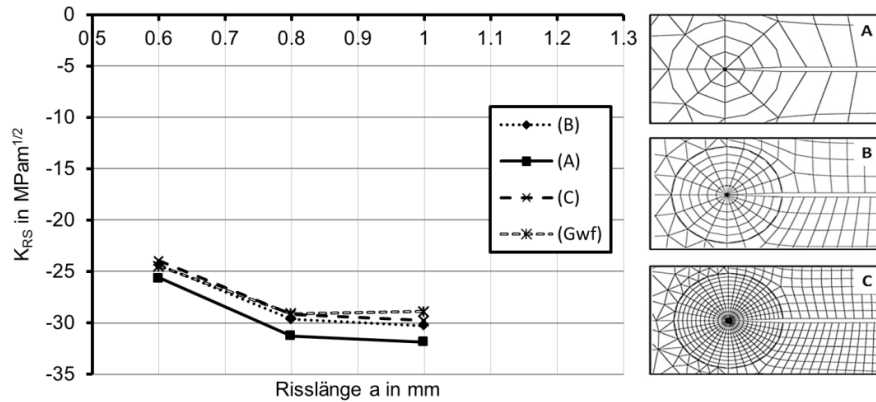


Abbildung 5.11: Einfluss der Netzfeinheit auf die Abweichung zwischen mittels Gewichtsfunktion und mittels FEM berechnete SIF aufgrund der Eigenspannungsverteilung σ_{ns} .

5.4.2.5 Einfluss von unterschiedlichen Eigenspannungsverläufen auf den SIF

Der Einfluss unterschiedlicher Eigenspannungsverläufe auf den SIF wird untersucht, in dem die Scheibe aus Absatz 5.4.2.1 mit verschiedenen Materialparametern und unterschiedlich tiefen Eindrücken simuliert wird, $w = [0.065; 0.075]$ mm. In der Fließkurve wird die wahre Spannung σ_{wahr} für die Variante (2) bzw. (3) um 20% reduziert bzw. um 40% erhöht. Durch Erhöhung der Fließkurve um 40% verschiebt sich das Maximum

der Eigenspannungen auf eine Tiefe von 0.45 mm. Sein Betrag steigt um rd. 35%, **Abbildung 5.12** Durch eine Reduzierung der Fließkurve um 20% und eine Erhöhung des Eindruckswegs auf 0.075 mm reduziert sich die Tiefenlage des Maximums auf 0.45 mm. Sein Betrag sinkt um 15%. Die Randbedingungen für die Berechnung des SIFs mit Hilfe der FEM entsprechen den Riss- und Vernetzungskonfiguration (g2) und (B) aus Abschnitt 5.4.2.3 und 5.4.2.4. Das Ergebnis der Untersuchung in **Abbildung 5.13** zeigt, dass die entwickelte Vorgehensweise auch hier den SIF aufgrund der Eigenspannungen (1), (2) und (3) gut beschreibt.

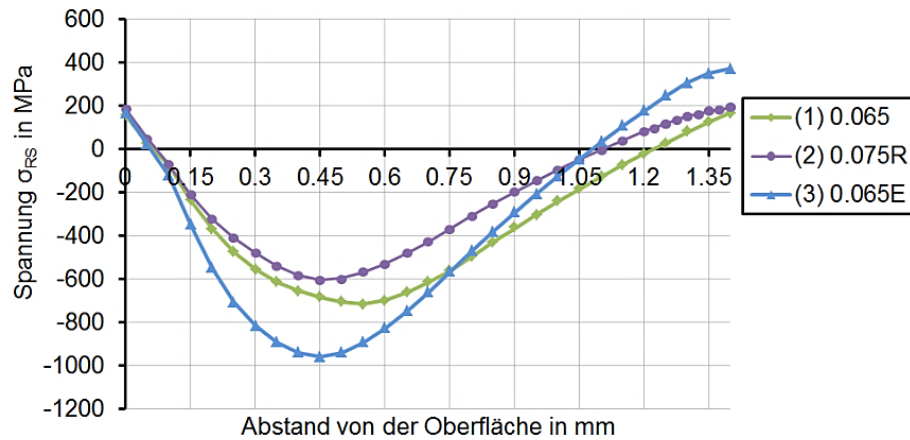


Abbildung 5.12: Eigenspannungstiefenverlauf nach Eindrucken der Scheibe. Die wahre Spannung der Fließkurve in wurde um 40% erhöht (E) und um 20% reduziert (R)

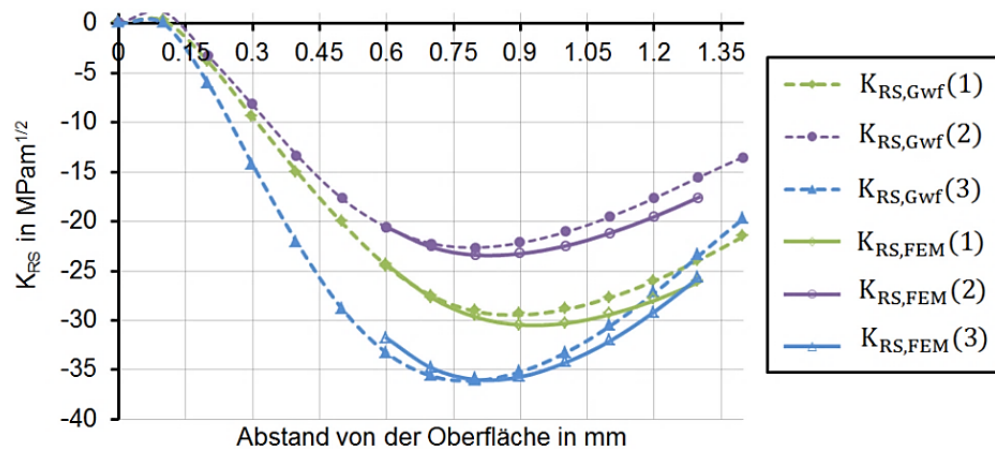


Abbildung 5.13: Vergleich der mittels Gewichtsfunktion und mittels FEM berechneten SIF aufgrund der Eigenspannungsverläufe (1), (2) und (3)

5.4.3 Beispiel einer festgewalzten und zugbelasteten Platte mit durchgängigem und mit halbelliptischem Oberflächenanriss

Das Ziel der Untersuchung ist die Verifizierung der entwickelten Vorgehensweise am Beispiel einer dreidimensionalen Berechnung. Zur Erzeugung der Eigenspannungen wird die Platte festgewalzt. Anschließend werden die mittels FEM und die mittels Gewichtsfunktion berechneten SIF miteinander verglichen.

5.4.3.1 Simulation der Festwalzeigenspannungen

Geometrie, Material und mechanische Randbedingungen

Die Simulation des Eigenspannungsverlaufs erfolgt anhand einer Platte der Länge $l = 20$ mm der Breite $b = 10$ mm und der Höhe $h = 10$ mm. Die Walzrolle wird starr modelliert, Kapitel 2. Der Kontakt zwischen Walze und Platte ist reibungsfrei. Die Steuerung der Kontaktpressung erfolgt anhand der Festwalzkraft F_W . Alle Freiheitsgrade der Platte sind im Randbereich, außer auf der festgewalzten Seite gesperrt. Die Abmessungen der Walzrolle entsprechen einem typisch für Kurbelwellen eingesetzten Werkzeug, $r_W = 1.3$ mm [36]. Die Walzkraft wird über einen Weg von 2 mm auf den Sollwert gebracht, über 10 mm gehalten und über 2 mm abgesenkt, **Abbildung 5.14**. Nach Absenkung der Festwalzkraft auf null wird der Kontakt gelöst und die Spannungen ausgewertet. Zur Abbildung des nicht-linearen Werkstoffverhaltens wird das gleiche elastisch-plastische Werkstoffmodell genutzt wie in Abschnitt 5.4.2.1.

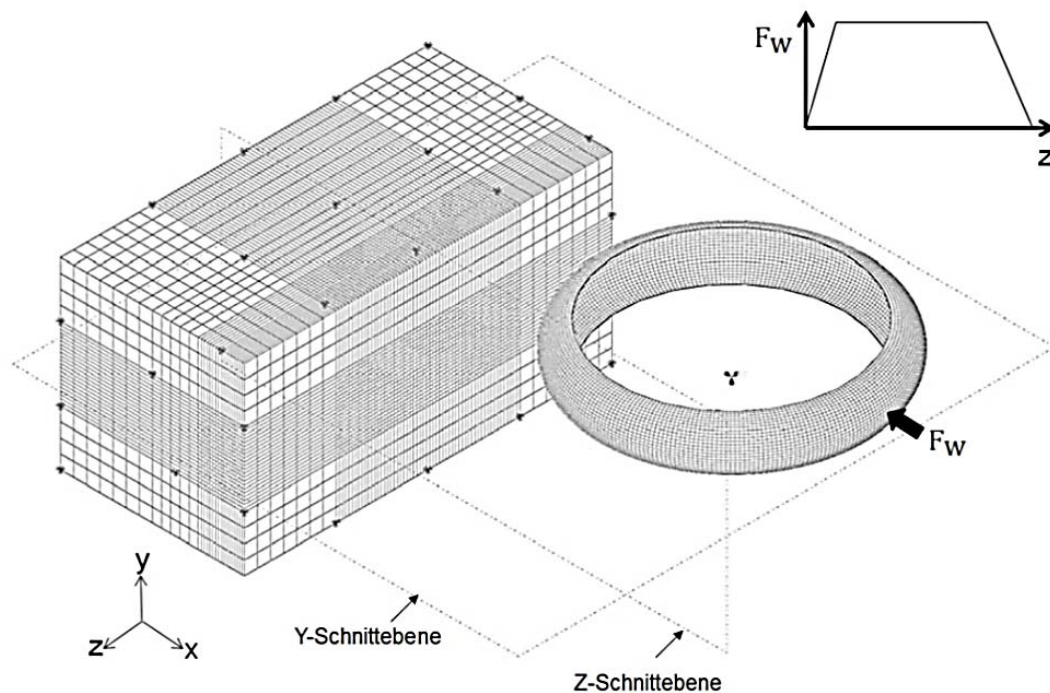


Abbildung 5.14: Vernetzung des FE-Modells zur Erzeugung der Festwalzeigenspannungen in der Platte

Diskretisierung

Die Diskretisierung erfolgte anhand von Hexaederelementen mit linearen Ansatzfunktionen und voller Integration von Typ C3D8. Die globale Elementkantenlänge betrug 0.75 mm. Für die lokale Vernetzung im festgewalzten Bereich wird eine Elementkantenlänge von rd. 0.125 mm gewählt. Die Walze wird mit starren Elementen vom Typ R3D4 der Kantenlänge 0.15 mm vernetzt. Die gewählten Elementgrößen sind im Vergleich zu den Elementgrößen in der Festwalzsimulation einer Kurbelwelle kleiner [36], [1], [2]. Auf dieser Art wird sichergestellt, dass die Berechnung konvergente Ergebnisse liefert.

Auswertung und Interpretation des Ergebnisses

Die Auswertung des Eigenspannungstiefenverlaufs wird auf der Y-Schnittebene, in Y-Richtung und ausgehend von der festgewalzten Oberfläche durchgeführt. In **Abbildung 5.15** ist das Ergebnis der Berechnung an der Y- Schnittebene nach Festwalzen mit einer Festwalzkraft von $F_W = 3.5 \text{ kN}$ und der Eigenspannungstiefenverlauf am Auswertepfad dargestellt. Das Maximum befindet sich auch hier, wie erwartet, unterhalb der Oberfläche. Der erzeugte Spannungsverlauf ähnelt qualitativ dem Verlauf der tangentialen Spannungskomponente $\sigma_{RS,\varphi}$ am kritischen Pfad der kurbelwellenähnlichen Probe nach dem Festwalzen [36] und ist somit auch geeignet, um die entwickelte Vorgehensweise zu validieren.

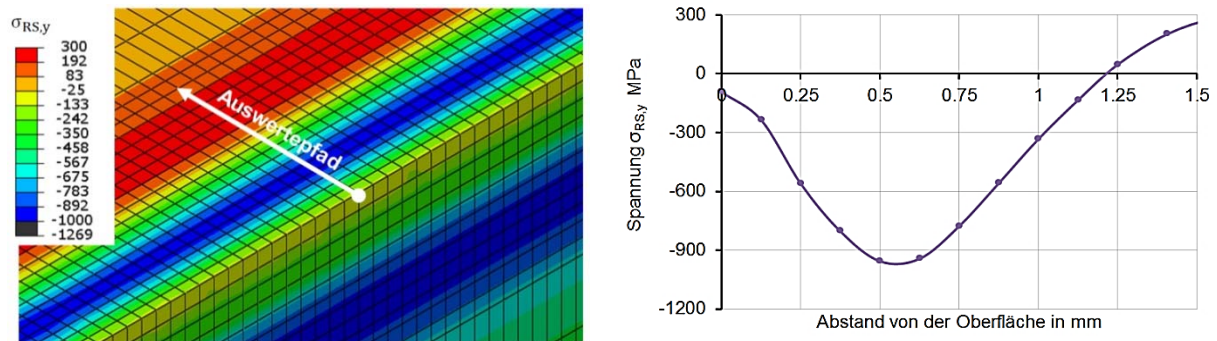


Abbildung 5.15: Eigenspannungsverteilung auf der Y-Schnittebene und am Auswertepfad nach Festwalzen mit einer Festwalzkraft von 3.5 kN

5.4.3.2 Berechnung des SIFs aufgrund von Eigenspannungen mit Hilfe der FEM und Vergleich mit den mittels Gewichtsfunktion berechneten Werten

Fall 1: Berechnung einer durchgängig angerissenen Platte

Geometrie, Material und mechanische Randbedingungen

Zur Berechnung des SIFs aufgrund der Eigenspannungen wird die Platte mit einem durchgängigen Anriss versehen. Die Länge, Breite und Höhe der Platte beträgt $l = 10 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$ und $h = 20 \text{ mm}$. Die Höhe wird auch hier auf 20 mm gesetzt, um den Einfluss der Höhe auf die K-Berechnung auszuschließen. Für die Geometrie des Anrisses wird die Konfiguration (g2) aus dem Abschnitt 5.4.2 über die gesamte Länge gewählt. Alle anderen

Randbedingungen sind mit den in Abschnitt 5.4.2 definierten Randbedingungen vergleichbar. Ein linear-elastisches Werkstoffgesetz wird genutzt ($E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ und $\nu = 0.3$).

Diskretisierung

Die Diskretisierung erfolgt anhand von Tetraeder- und Hexaederelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen und voller Integration vom Typ C3D20 im Bereich des Anrisses, und mit linearen Ansatzfunktionen und voller Integration im Restbereich. An der Risspitze werden kollabierte Elemente mit Viertelknotenverschiebung angebracht. Die Vernetzung entspricht auf der XY-Ebene der Vernetzungskonfiguration (B) aus Abschnitt 5.4.2.

Auswertung und Interpretation des Ergebnisses

In **Abbildung 5.16** ist die Spannungsverteilung an den Rissufern bei einer Risslänge von $a = 1\text{ mm}$ dargestellt. Am Auswertepfad ist zu erkennen, dass die Rissuferstresspannungen ähnlich verlaufen, wie die Schnittspannungen der Y-Schnittebene der nicht-linearen Berechnung. Das lässt darauf schließen, dass die Übertragung der Rissuferschnittspannungen gut gelingt. Einen Vergleich der mittels FEM, anhand des J-Integrals und anhand von Rissuferverschiebungen mit den mittels Gewichtsfunktion berechneten SIF bestätigt auch für dieses Beispiel, dass die entwickelte Vorgehensweise den SIF aufgrund von Eigenspannungen gut beschreibt, **Abbildung 5.17**.

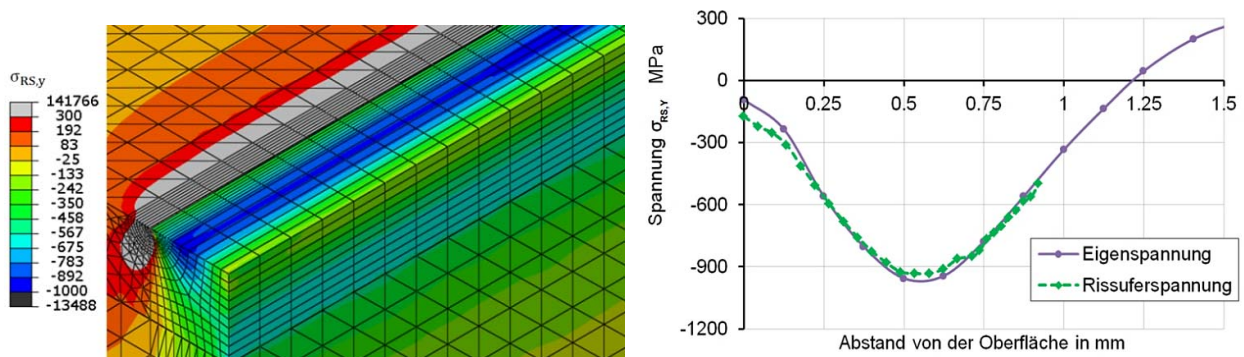


Abbildung 5.16: Resultierende Rissuferstresspannungen aufgrund der Rissuferbelastung durch Übertragung der Schnittspannungen an die Rissufer (links) und Vergleich der Spannungsverläufe am Auswertepfad (rechts)

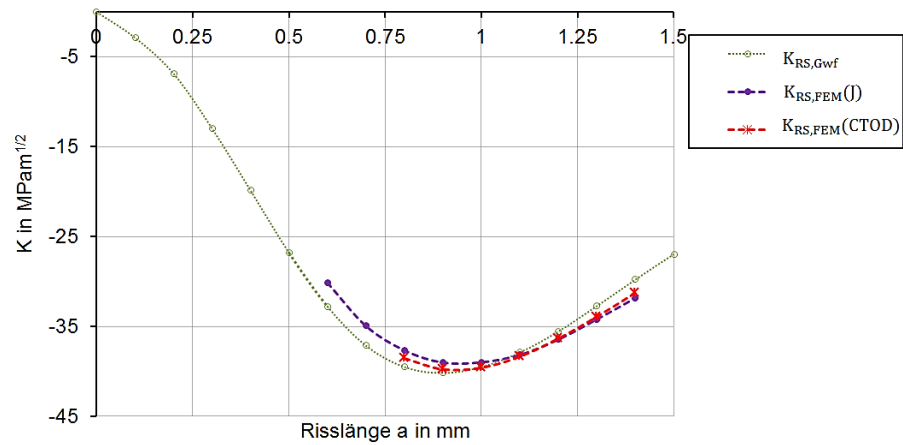


Abbildung 5.17: Vergleich der mittels Gewichtsfunktion und mittels FEM (J-Integral und Rissöffnungsverschiebung (CTOD)) berechneten SIF, aufgrund der Eigenspannungsverteilung $\sigma_{rs,y}$

Einfluss von unterschiedlichen Spannungsverläufen

Mehrere Spannungsverteilungen werden erzeugt, um die Berechnungsmethode an verschiedenen Spannungsverteilungen zu verifizieren. Dazu wird die Festwalzkraft in der nicht-linearen Simulation variiert, $F_W = [2.5 ; 3.5]$ kN und im Spannungs-Dehnungsdiagramm wird die wahre Spannung σ_{wahr} bei der Festwalzkraft von 3.5 kN um 40% reduziert, Variante (4) in **Abbildung 5.18**. Eine Zuglast wird über eine Breite von 2.5 mm an das obere und untere Ende des Modells eingeleitet, um Lastspannungen zu erzeugen, Variante (3). Da die Zuglast $\sigma_y(a)$ Lastspannungen zur Folge hat, wird die indirekte Berechnung über ein linear-elastisches Werkstoffmodell im nicht angerissenen Zustand durchgeführt.

$$\sigma_y(a) \text{ in MPa} = (-50\text{mm}^{-2}\text{MPa})a^2 + 750\text{MPa}; (a \text{ in mm})$$

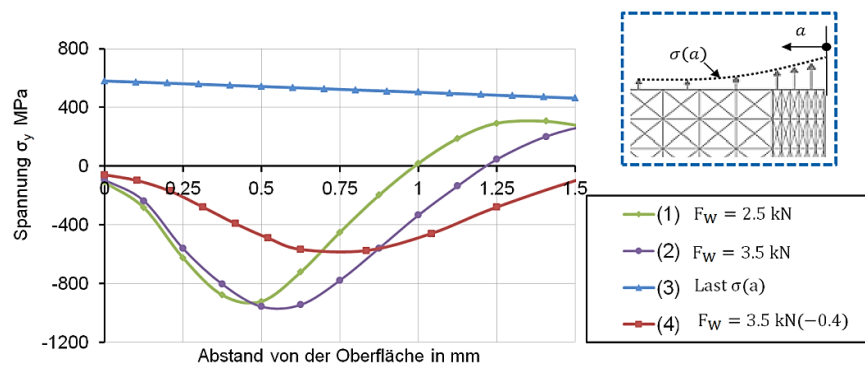


Abbildung 5.18: Spannungsverteilungen am Auswertepfad, nach Festwalzen mit der Festwalzkraft F_W ((1), (2) und (3)), und durch Belasten mit der Zuglast $\sigma_y(a)$

Die Bestimmung des SIFs aufgrund der Zuglast $\sigma_y(a)$ mit Hilfe der FEM kann auch direkt durchgeführt werden, Abschnitt 5.3. Die direkte Bestimmung erfolgt, indem der SIF aufgrund der Zugstreckenlast $\sigma(a)$ mit Hilfe der angerissenen Platte gerechnet wird. In diesem Fall sind die Rissufer lastfrei. In **Abbildung 5.19** ist der Einfluss des normalisierten Konturabstands r/a dargestellt, der anhand der direkten Berechnung bei Risslängen von $a = [0.8; 1; 1.2]$ mm ermittelt wurde. Deutlich ist zu erkennen, dass bereits die zweite Kontur einen stabilen Wert liefern kann. Der leichte Abfall, der ab der fünften Kontur zu beobachten ist, ist auf die Partitionierung in diesem Bereich zurückzuführen. Das bestätigt das Untersuchungsergebnis in **Abbildung 5.20** durch den Vergleich eines in diesem Bereich partitionierten mit einem in diesem Bereich nicht partitionierten Modell unter sonst vergleichbaren Randbedingungen. Es folgt, dass eine korrekte Konturauswertung ab der zweiten Kontur möglich ist und, dass die Abweichung zur entferntesten ausgewerteten Kontur von der Partitionierung und nicht vom normalisierten Konturabstand abhängig ist. Die Abweichung der zweiten zur weit entferntesten Kontur beträgt rd. 1.5%. In **Abbildung 5.21** ist ein Vergleich zwischen direkt, indirekt und mittels Gewichtsfunktion gerechneten SIF dargestellt. Der SIF aufgrund von Eigen- und Lastspannungen lässt sich auch hier mit Hilfe der entwickelten Vorgehensweise gut beschreiben.

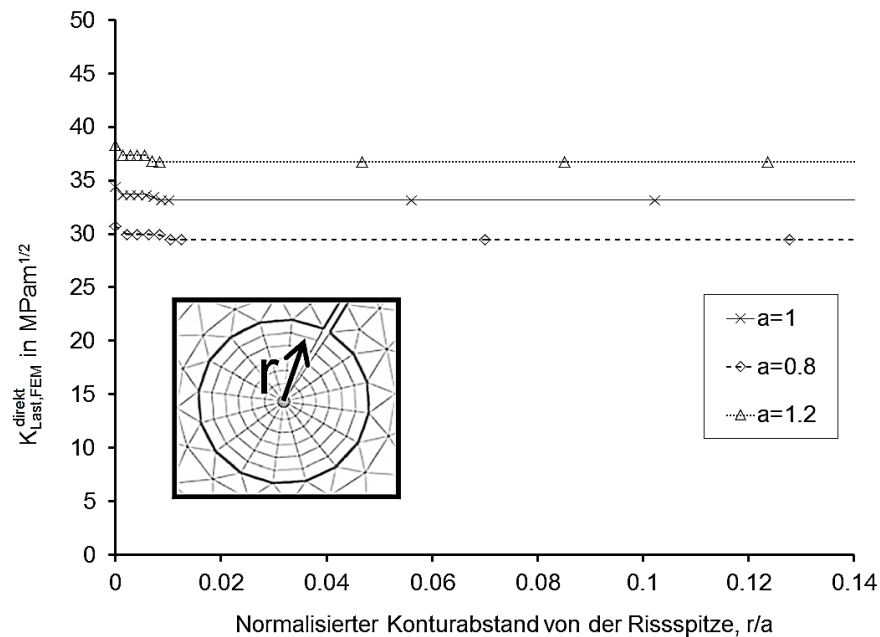


Abbildung 5.19: Einfluss des normalisierten Konturabstands auf den berechneten SIF bei einer Risslänge von $a=[0.8; 1; 1.2]$

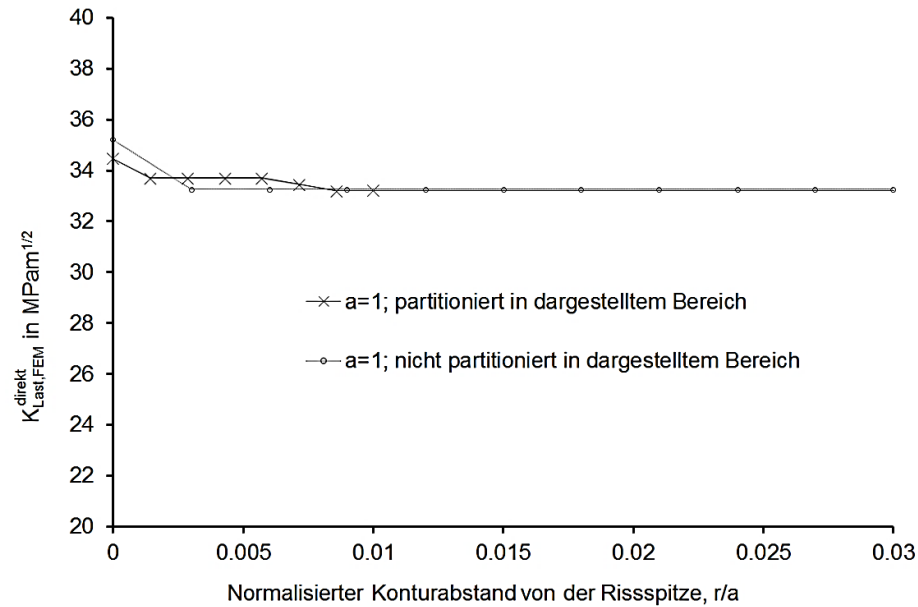


Abbildung 5.20: Einfluss der Partitionierung auf die Auswertekontur in Abhängigkeit des normalisierten Konturabstands

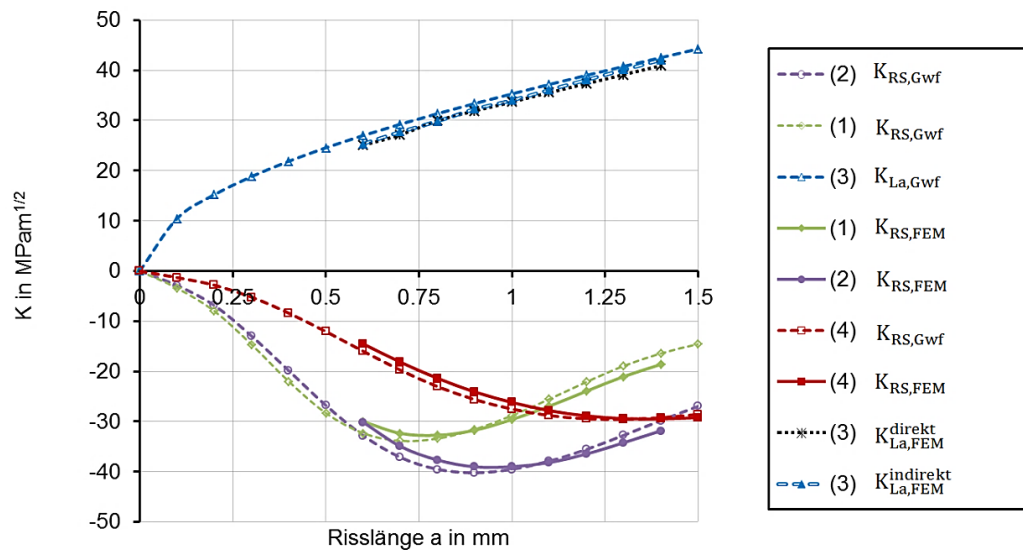


Abbildung 5.21: Verlauf des SIFs aufgrund von Eigen- und Lastspannungen, berechnet mittels FEM und mit Hilfe der Gewichtsfunktion

Fall 2: Berechnung einer Platte mit halb elliptischem Oberflächenriss

Berechnung des SIFs mit Hilfe der Gewichtsfunktion

Das Beispiel einer Platte mit halb elliptischem Oberflächenriss wird gerechnet, um die entwickelte Vorgehensweise an einer weiteren Rissgeometrie zu verifizieren. Die Geometrie der Scheibe ist in

Abbildung 5.22 dargestellt. Für die K-Lösung mittels Gewichtsfunktion, wird die in der FKM-Richtlinie [50] angegebene und in FracSafe [88] implementierte Näherungslösung genutzt.

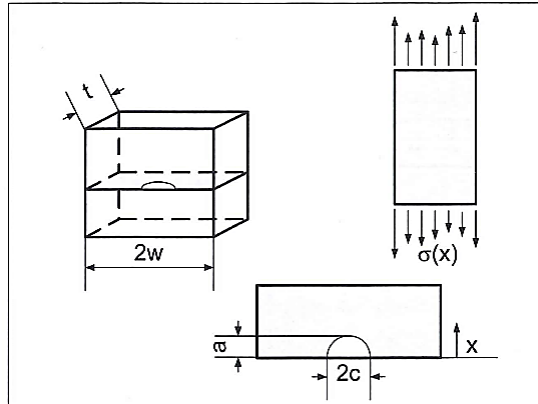


Abbildung 5.22: *Scheibe mit halbelliptischen Oberflächenriss* [50]

Berechnung des SIFs mit Hilfe der FEM

Geometrie, Material und mechanische Randbedingungen

Die Platte wird in Anlehnung an die Darstellung in **Abbildung 5.22** mit einer Länge von $2W = 10 \text{ mm}$, einer Breite von $t = 10 \text{ mm}$ und einer Höhe von $h = 20 \text{ mm}$ modelliert. Die Höhe wird auf 20 mm gesetzt, um den Einfluss der Höhe auf die K-Berechnung auszuschließen. Für die Geometrie des Risses wird die Konfiguration (g2) aus dem Abschnitt 5.4.2 mit einem a/c -Verhältnis von 0.5 modelliert. Alle anderen Randbedingungen sind mit den in Abschnitt 5.4.2 definierten Randbedingungen vergleichbar. Die Diskretisierung erfolgt anhand von Tetraeder- und Hexaederelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen und voller Integration vom Typ C3D10 und C3D20. Die Hexaederelemente werden hauptsächlich im Bereich der Rissufer angebracht. Kollabierte Elemente mit Viertelknotenverschiebung sind um die Risspitze angeordnet. Eine globale Elementkantenlänge von 0.6 mm wird definiert. Die Vernetzung mit den mechanischen Randbedingungen und dem Auswertepfad ist in **Abbildung 5.23** dargestellt.

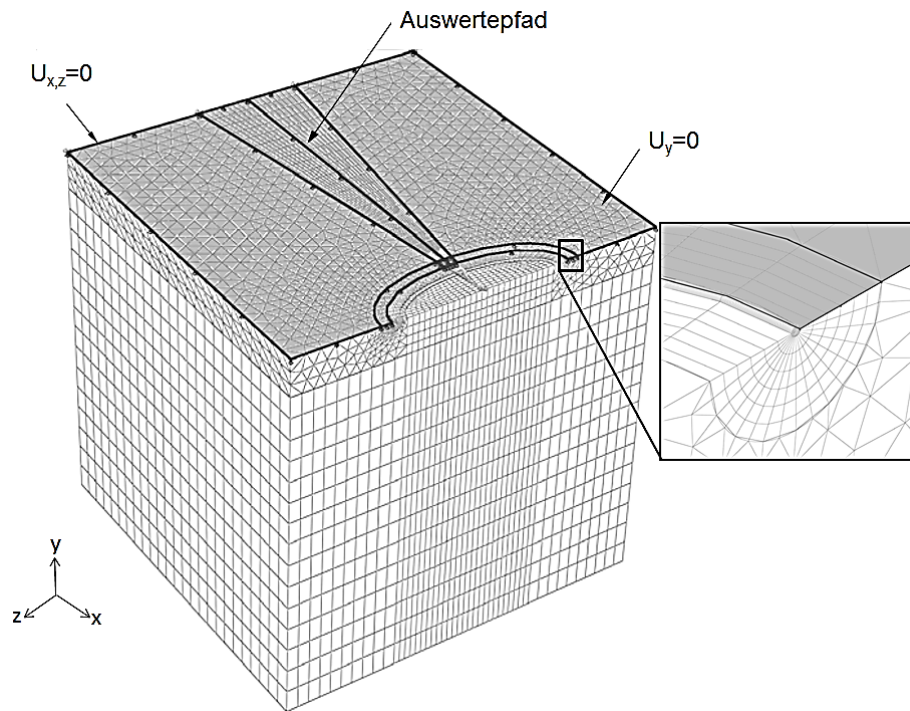


Abbildung 5.23: Vernetzung und mechanische Randbedingungen des Berechnungsmodells mit halbelliptischem Anriss zur Bestimmung des SIFs

Auswertung und Interpretation des Ergebnisses

Die Spannungsverteilungen aus der elastisch-plastischen Simulation in **Abbildung 5.15** werden genutzt, um den mittels FEM und mittels Gewichtsfunktion berechneten SIF zu vergleichen. Die Bewertung des SIFs wird am Scheitelpunkt durchgeführt. Die Berechnung des SIFs aufgrund der Lastspannungen erfolgt durch Anbringen der Zuglast $\sigma_y(a)$ über die gesamte Breite t des Quaders, ausgehend von der angerissenen Oberfläche. Die Kontur auswertung anhand des mit Hilfe der FEM direkt gerechneten SIFs bei einer Risslänge von $a = 1 \text{ mm}$ in **Abbildung 5.24** zeigt, dass auch hier das J-Integral ab der zweiten Kontur genutzt werden kann. Die Abweichung zur weit entferntesten Kontur liegt bei rd. 1%. Einen Vergleich der mittels J-Integral indirekt gerechneten mit dem mittels Rissöffnungsverschiebung und Gewichtsfunktion ermittelten SIF aufgrund der Eigenspannungsverteilung in **Abbildung 5.15** ist in **Abbildung 5.25** dargestellt. Es ist auch hier zu erkennen, dass der mit der entwickelten Vorgehensweise berechneten SIF, dem mittels Gewichtsfunktion ermitteltem Wert quantitativ und qualitativ folgt.

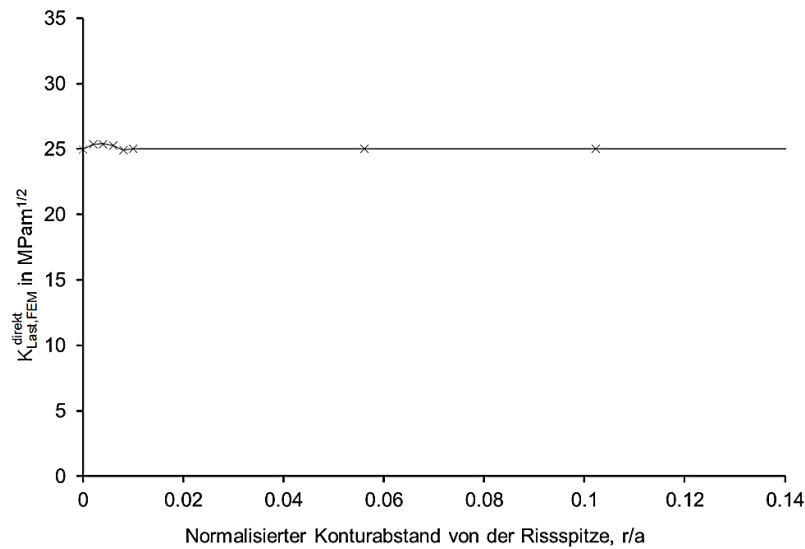


Abbildung 5.24: Einfluss des normalisierten Konturabstands auf den SIF aufgrund von Lastspannungen bei einer Risslänge von $a = 1 \text{ mm}$ für den Quader mit halbelliptischen Anriss

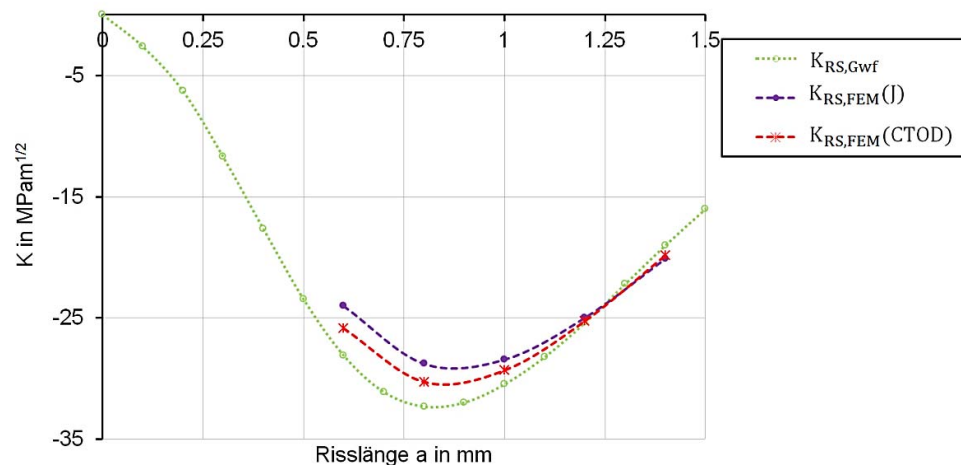


Abbildung 5.25: Vergleich der mittels FEM (J -Integral und CTOD) und Gewichtsfunktion berechneten SIF aufgrund einer Eigenspannungsverteilung

Einfluss durch verschiedene Spannungsverteilungen auf den SIF

Zur Verifizierung der Berechnungsmethode an verschiedenen Spannungsverteilungen werden die Eigenspannungsverteilungen aus **Abbildung 5.18** genutzt. Das Ergebnis der Berechnung zeigt, dass die Abweichung zwischen indirekt und direkt gerechnetem SIF von der Risslänge abhängig und gegenüber der Scheibe mit durchgängigem Anriss grösser ist, **Abbildung 5.26**. Sie sinkt mit wachsender Risslänge ab und beträgt rd. -11 bis -6.5%. Die Ursachen für die Abweichungen werden in Abschnitt 5.4.5 diskutiert. Aufgrund der Tatsache, dass an jedem gerechneten Punkt die Abweichung zwischen indirekt und direkt gerechnetem SIF

bekannt ist, ist die Einführung einer Korrekturfunktion in Abhängigkeit von der Risslänge zwangsläufig. Sie lautet:

$$K_{RS,FEM,korr.} = \frac{K_{Last,FEM}^{direkt}}{K_{Last,FEM}^{indirekt}} \times K_{RS,FEM} \quad G 5.1$$

In **Abbildung 5.27** ist einen Vergleich von korrigierten Werten mit den mittels Gewichtsfunktion ermittelten Werten dargestellt. Eine bessere Übereinstimmung, insbesondere im Bereich des Maximums von K_{RS} , kann mit Hilfe der Korrekturfunktion erzielt werden.

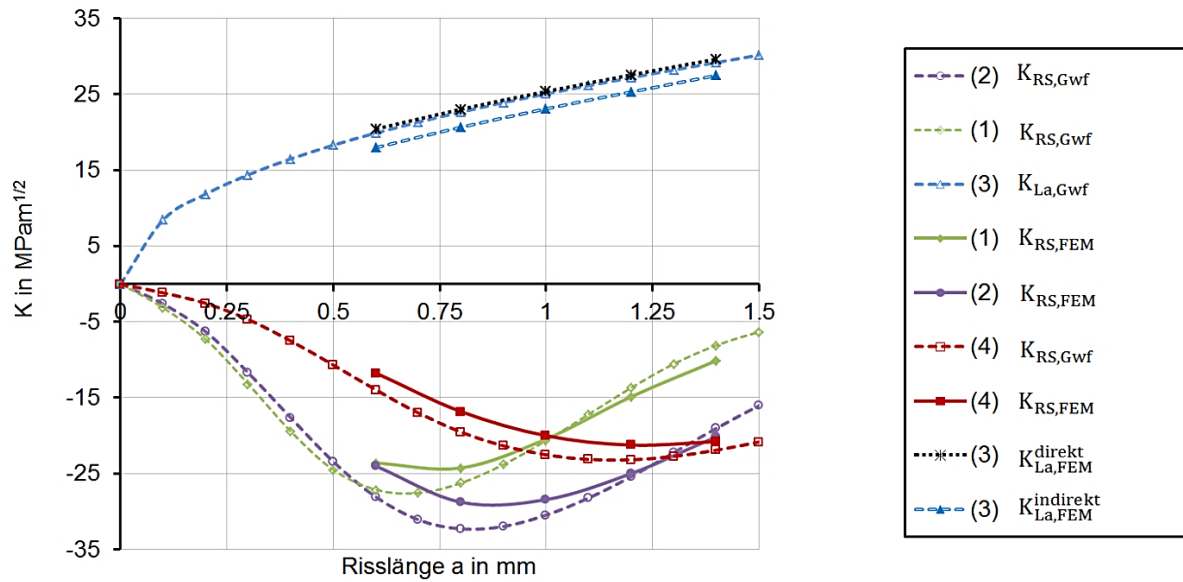


Abbildung 5.26: SIF aufgrund von Eigen- und Lastspannungen, berechnet mit Hilfe der FEM und mit Hilfe der Gewichtsfunktion und anhand eines Quaders mit halb elliptischem Anriss

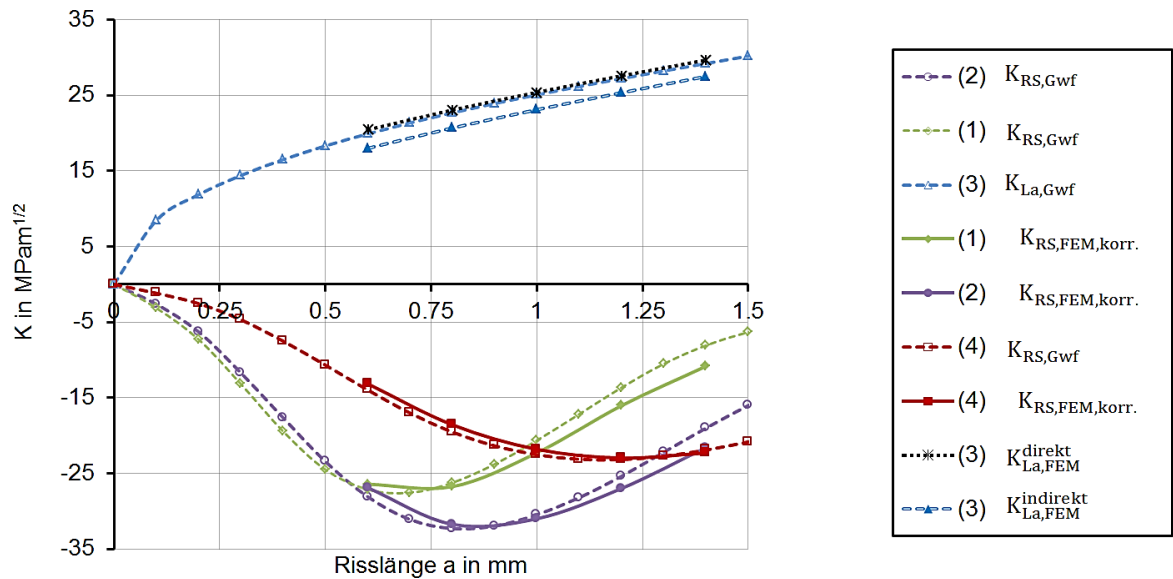


Abbildung 5.27: *SIF aufgrund von Lastspannungen und korrigierte SIF aufgrund von Eigenspannungen, berechnet mit Hilfe der FEM und mit Hilfe von Gewichtsfunktionen*

5.4.4 Beispiel eines festgewalzten und zugbelasteten Hohlzylinders mit halbelliptischen Oberflächenanriss

5.4.4.1 Simulation der Festwalzeigenspannungen

Geometrie, Material und mechanische Randbedingungen

In diesem Absatz wird die nicht-lineare Berechnung des Eigenspannungsverlaufs anhand eines Hohlzylinder mit einer Länge von $l = 8$ mm, einem Innen- und Aussenradius von $r_i = 15$ mm und $r_a = 25$ mm durchgeführt. Die Walzrolle wird starr modelliert. Der Kontakt zwischen Walze und Zylinder ist reibungsfrei. Die Steuerung der Kontaktpressung erfolgt über die Festwalzkraft F_w . Alle translatorischen Freiheitsgrade des Hohlzylinders sind an den Stirnseiten gesperrt. Die Abmessungen der Walzrolle entsprechen der im vorherigen Beispiel beschriebenen Rolle. Die Walzkraft wird über einem Winkel von rd. 8° auf den Sollwert gebracht, rd. 55° gehalten und über 8° auf null gesenkt, **Abbildung 5.28**. Nach Absenkung der Festwalzkraft werden die Spannungen ausgewertet. Zur Abbildung des nicht linearen Werkstoffverhaltens wird die wahre Spannung der Fließkurve aus Abschnitt 5.4.2 um 25 % bzw. 40 % gesenkt, Werkstoffmodell (WM1 bzw. WM2).

Diskretisierung

Die Diskretisierung erfolgt anhand von Hexaederelementen mit linearen Ansatzfunktionen vom Typ C3D8 in Anlehnung an die Diskretisierung der kurbelwellenähnlichen Proben [36]. Die globale Elementkantenlänge beträgt 2.5 mm. Für eine feine Vernetzung des Kontaktbereiches wird eine Elementkantenlänge von 0.175 mm gewählt. Die Vernetzung des Zylinders ist auch hier feiner als die in der Festwalzsimulation genutzte Vernetzung der Kurbelwelle [1], [36]. Die Walze wird starr modelliert und mit Elementen vom Typ R3D4 der Kantenlänge 0.175 mm diskretisiert.

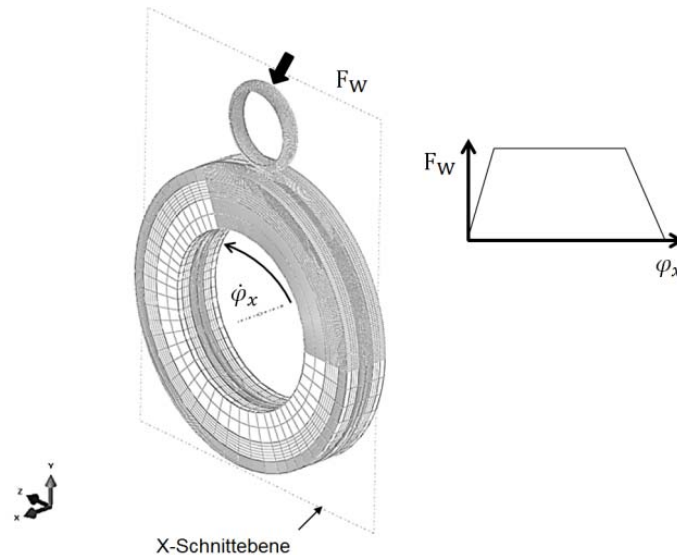


Abbildung 5.28: FE-Modell zur Erzeugung von Festwalzeigenspannungen im Hohlzylinder

Auswertung und Interpretation des Ergebnisses

Die Auswertung des Eigenspannungsverlaufs erfolgt auf der Symmetrieebene(x-Schnittebene), wo die Eigenspannungen in X-Richtung homogen verlaufen. In **Abbildung 5.29** ist das Ergebnis der Berechnung am Beispiel des Werkstoffmodells WM1 nach Festwalzen mit einer Festwalzkraft von $F_W = 2.5$ kN dargestellt. Das Maximum befindet sich, wie erwartet, unterhalb der Oberfläche, in einer Tiefe von rd. 0.55 mm. Damit ist der erzeugte Eigenspannungsverlauf auch geeignet, um die entwickelte Vorgehensweise zu verifizieren, siehe Kapitel 2 und [36].

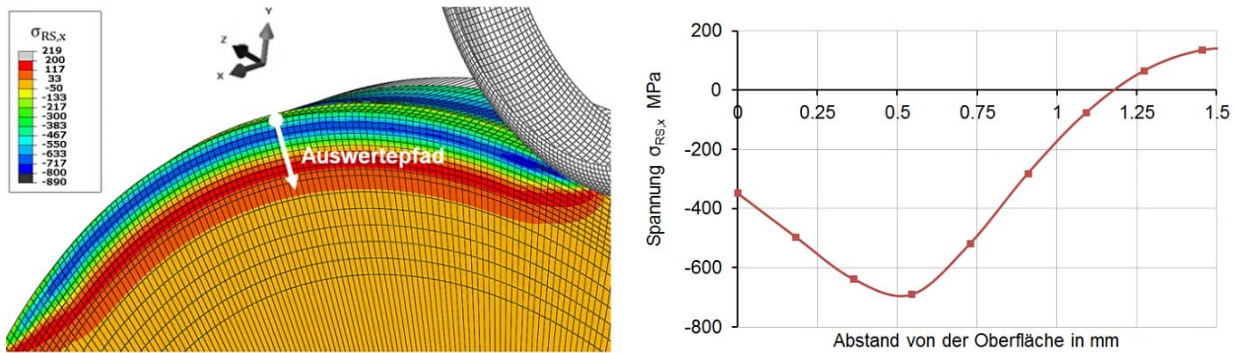


Abbildung 5.29: Eigenspannungsverteilung auf der x -Symmetrieebene und am Auswertepfad nach Festwalzen mit einer Festwalzkraft von 2.5 kN

5.4.4.2 Berechnung des SIFs aufgrund von Eigenspannungen mit Hilfe der FEM und Vergleich mit den mittels Gewichtsfunktion berechneten Werten

Berechnung des SIFs mit Hilfe der Gewichtsfunktion

Für den Hohlzylinder gibt die FKM-Richtlinie [50] eine Näherungslösung für den SIF mittels Gewichtsfunktion an, der in der Software Fracsave [88] implementiert ist und genutzt wird. Die Geometrie des Hohlzylinders ist in **Abbildung 5.30** dargestellt. Abmessungen von $t = 5$ mm, $r_i = 20$ mm werden eingesetzt. Die Länge des Zylinders auf $l = 20$ mm gesetzt, um ein Einfluss der Länge auf die K-Berechnung auszuschließen.

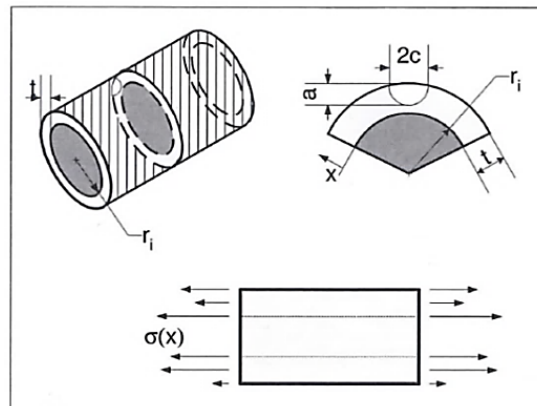


Abbildung 5.30: Hohlzylinder unter variabler Spannung mit azimuthalem halbelliptischem Oberflächen Riss [50].

Berechnung des SIFs mit Hilfe der FEM

Zur Berechnung des SIFs aufgrund von Eigenspannungen wird ein kreisförmiger Anriss im Hohlzylinder angebracht. Die geometrischen Abmessungen des Hohlzylinders entsprechen den im vorherigen Absatz gewählten Werten. Die Länge wurde auf 30 mm verändert, um auch hier den Einfluss der Länge auf das Ergebnis auszuschließen. Für die Geometrie des Anrisses wird auch hier die Konfiguration (g2) aus dem Abschnitt 5.4.2 in einem a/c -Verhältnis von 1 modelliert. Die Diskretisierung erfolgt anhand von Tetraeder-

und Hexaederelementen vom Typ C3D10 und C3D20 in Anlehnung an die Vernetzungskonfiguration (B) in Abschnitt 5.4.2. Kollabierte Elemente mit Viertelknotenverschiebung sind um die Rissspitze angeordnet. In **Abbildung 5.31** ist die Vernetzung mit den mechanischen Randbedingungen dargestellt. Die Berechnung erfolgte linear-elastisch mit den in Abschnitt 5.4.1 angegebenen Parametern.

Die Auswertung des SIFs erfolgt am Auswertepfad K. Zur Simulation verschiedener Eigenspannungsverläufe wird eine weitere Modellvariante mit dem Werkstoffmodell WM2 erzeugt, in dem die Festwalzkraft auf $F_w = 1.3 \text{ kN}$ reduziert wird, Variante (1) in **Abbildung 5.32**. Lastspannungen werden erzeugt, in dem die Stirnfläche der angerissenen Hohlzylindergeometrie mit einer Zugspannung von 350 MPa belastet wird, Variante (3). Das Ergebnis in **Abbildung 5.33** zeigt, dass auch hier die mittels FEM den mittels Gewichtsfunktion berechneten SIF folgen. Die Abweichung zwischen direkt und indirekt gerechnetem SIF ist auch hier von der Risslänge abhängig. In **Abbildung 5.34** sind die korrigierten Werte dargestellt. Der SIF aufgrund von Eigenspannungen lässt sich auch in diesem Fall mit Hilfe der entwickelten numerischen Vorgehensweise gut beschreiben.

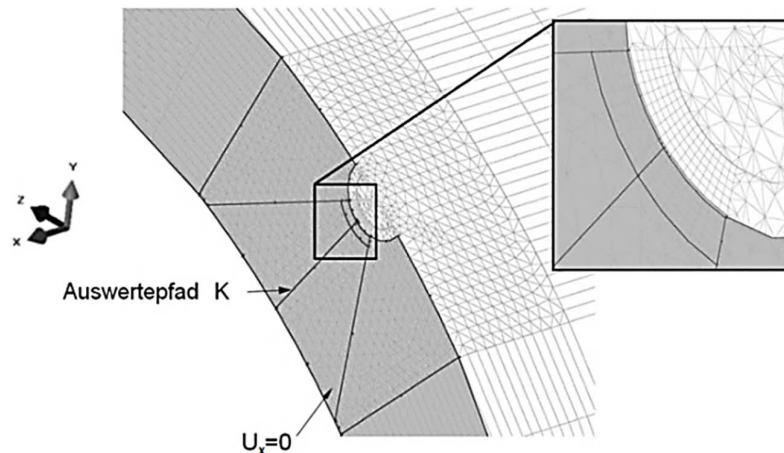


Abbildung 5.31: Vernetzung mit mechanischer Randbedingung für den Hohlzylinder mit halbelliptischem Anriss

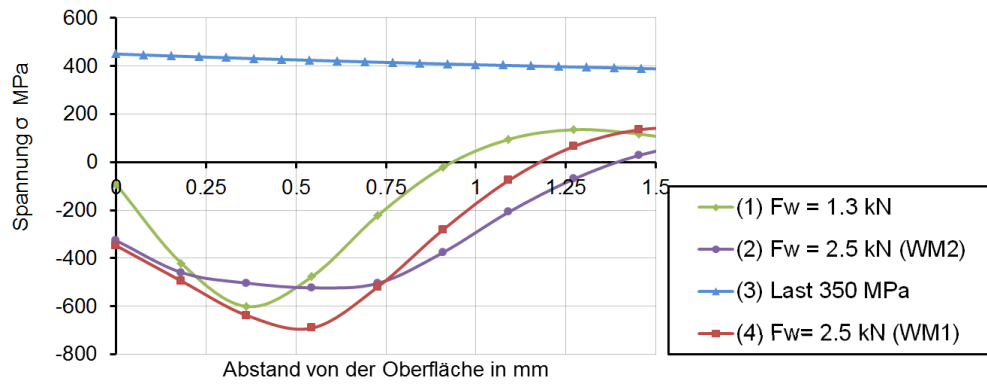


Abbildung 5.32: Spannungsverteilungen am Auswertepfad, nach Festwalzen mit der Festwalzkraft F_w ((1) (2) und (4)), und unter Zugspannung (3)

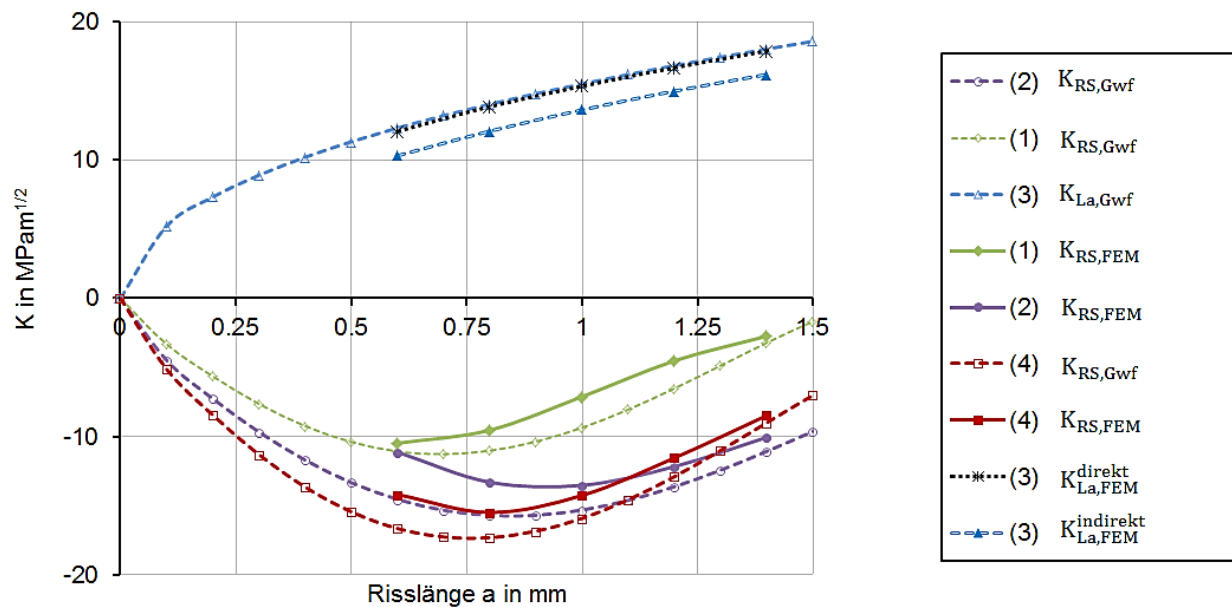


Abbildung 5.33: SIF aufgrund von Eigen- und Lastspannungen, berechnet mit Hilfe der FEM und mit Hilfe der Gewichtsfunktion anhand des Hohlzylinder

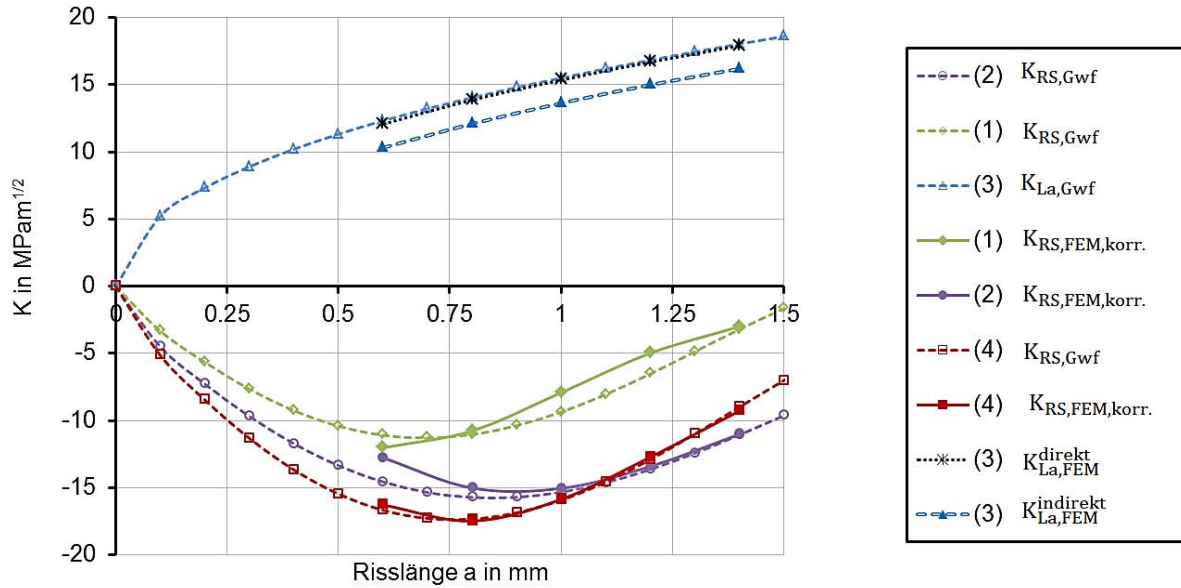


Abbildung 5.34: SIF aufgrund von Lastspannungen und korrigierte SIF aufgrund von Eigenspannungen, berechnet anhand des Hohlzylinders, mit Hilfe der FEM und mit Hilfe von Gewichtsfunktionen

5.4.5 Interpretation der Ergebnisse

Die Ergebnisse aus Abschnitt 5.4.1 bis 5.4.4 zeigen, dass die Genauigkeit der entwickelten Vorgehensweise zur Lösung mittels Gewichtsfunktion von der Geometriekonfiguration des Anrisses abhängig ist. In **Abbildung 5.35** ist die sogenannte „patch recovery technique“ schematisch dargestellt, die in ABAQUS [48] genutzt wird, um die Spannungen vom nicht angerissenen auf das angerissene Modell zu übertragen. Für die Berechnung des SIFs mittels Gewichtsfunktion werden die Knotenspannungen ausgewertet und weitergenutzt. Die Interpolation der Knotenspannungen zur Berechnung des SIFs mittels Gewichtsfunktion unterscheidet sich von der Interpolation innerhalb der FE-Anwendung, die an den Integrationspunkten durchgeführt wird. Diese Unterschiede in den Spannungsinterpolationsmethoden beinhaltet die festgestellte Abweichung.

Eine weitere Ursache für die Abweichung der FE-Ergebnisse zu der analytischen Näherungslösung liegt darin, dass die analytische Näherungslösung selbst, eine Interpolation der Gewichtsfunktion und der damit verbundenen Geometrie ist. Für die Scheibe mit halbelliptischem Anriss lautet wird in [74] die Interpolation der Gewichtsfunktion mit einer Abweichung von 3% angegeben. Verschiedene Autoren [75], [86], [84], [87], [83] stellen fest, dass insbesondere für elliptische Risse mit großem a/c -Verhältnis, die Abweichung von der analytischen Näherungslösung besonders groß ist. [75/112] gibt eine maximale Abweichung von bis zu 20 % an.

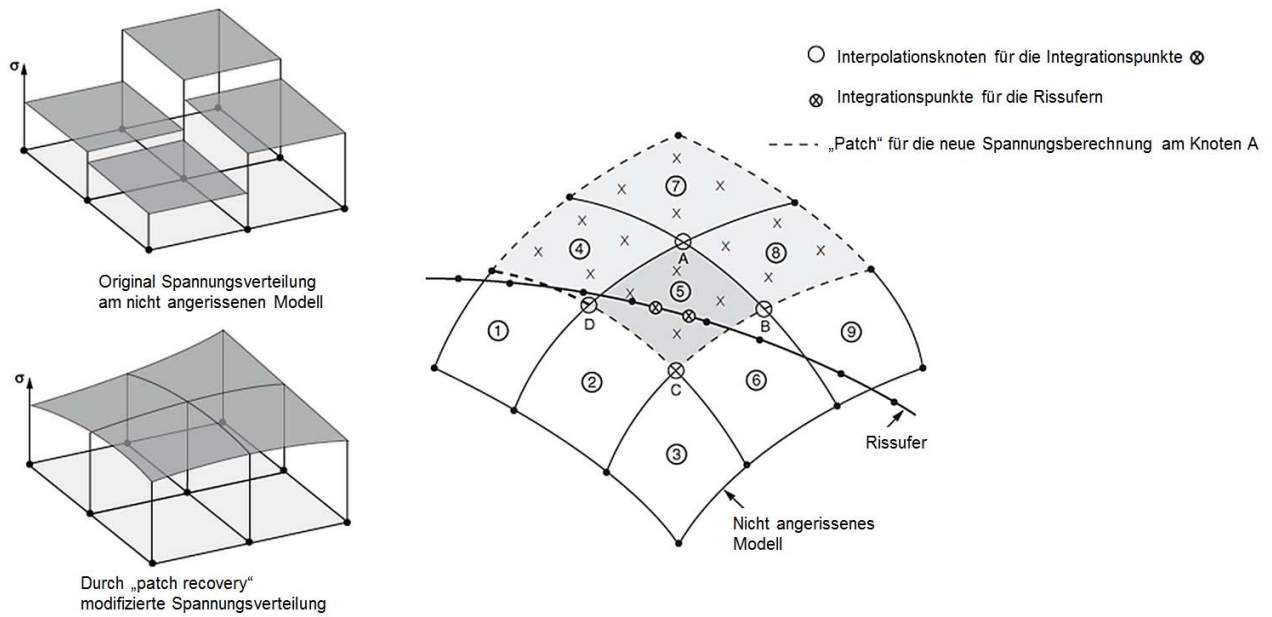


Abbildung 5.35: Per FEM bestimmte Original Spannungsverteilung (links, oben), durch die "Patch recovery" technik modifizierte Spannungsverteilung (links, unten) und die Spannungsinterpolation auf den Rissufern [48]

6 Anwendung

Die in Kapitel 5 entwickelte Methodik wurde in [36] an kurbelwellenähnlichen Proben und an einer realen Kurbelwelle verifiziert. Im Vordergrund stand der Vergleich mit dem bisherigen Verfahren ([1]). Die folgende Darstellung beschränkt sich deshalb auf eine zusammenfassende Darstellung der gewonnenen Erkenntnisse.

6.1 Anwendungsfall 1: Berechnung des Risstopps an biegebelastete kurbelwellenähnlichen Proben

Die Berechnung der Risstopps an biegebelasteten Proben erfolgte durch Simulation der Festwalzeigenspannungen und bruchmechanische Bewertung, mit Hilfe des Ersatzmodells einer Scheibe mit Seitenriss und mit Hilfe der in Kapitel 5 beschriebenen Methodik. Die Festwalzsimulation wurde am Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit durchgeführt und ist in [36] zu finden. Das Ergebnis der Eigenspannungsberechnung nach der Umlagerung durch die Versuchsbeanspruchung ist in **Abbildung 6.1** dargestellt. Für die bruchmechanische Bewertung mittels Ersatzmodells reicht die eindimensionale Auswertung der Eigenspannung über den kritischen Pfad (radialer Richtung in **Abbildung 6.1**) aus. Das Maximum der Eigenspannungen befindet sich nach der Umlagerung unterhalb der Oberfläche, in einer Tiefe von 0.8 bis 1.2 mm beim AFP-Stahl 38MnVS6 BY und 0.6 bis 0.8 mm beim Gusswerkstoff GJS700. Ihre Höhe beträgt rd. 850 MPa bzw. 1000 MPa für den AFP-Stahl 38MnVS6 BY bei einer Gerätekraft von 6 bzw. 9 kN. Sie beträgt 750 bzw. 850 MPa beim Gusswerkstoff GJS700. Der Nulldurchgang befindet sich in einer Tiefe von rd. 2 bis 3 mm für die Stahlproben und rd. 2.5 bis 3.5 mm für die Gussproben.

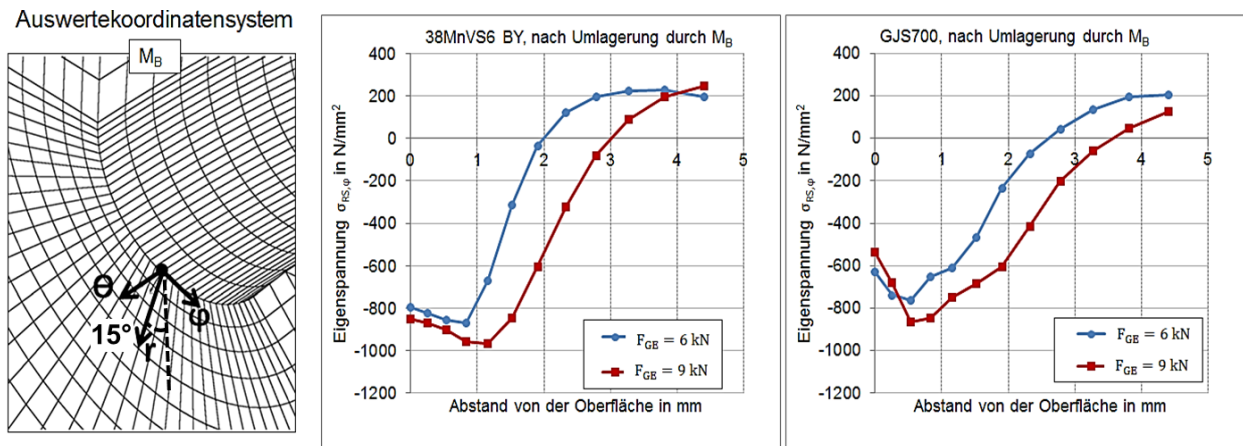


Abbildung 6.1: Verteilung der umgelagerten Eigenspannungen am kritischen Pfad der kurbelwellenähnlichen Proben nach der Biegebelastung [36]

Das Ergebnis der bruchmechanischen Bewertung ist in **Abbildung 6.2** bis **Abbildung 6.4** dargestellt. Der Risstopp findet beim AFP-Stahl 38MnVS6 BY in einer Tiefe von rd. 1.2 bzw. 1.8 mm bei einer Festwalzkraft von 6 bzw. 9 kN statt. Beim Gusswerkstoff stoppt der Riss in einer Tiefe von 1.4 bzw. 2 mm. Diese Ergebnisse stimmen gut mit den experimentellen Ergebnissen in [36] überein. **Abbildung 6.6** zeigt einen Vergleich der

Dauerfestigkeitsberechnung, ermittelt mit Hilfe der entwickelten Methodik und mit Hilfe des Ersatzmodells. Gegenübergestellt sind die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung. Die berechneten Dauerfestigkeiten stimmen sehr gut mit den experimentellen Werten überein, insbesondere bei der mit Hilfe der entwickelten Methodik durchgeführten korrigierten Bewertung. Die Abweichung beim AFP-Stahl 38MnVS6 BY beträgt - 16 bzw. -7% durch die Nutzung des Ersatzmodells bei einer Gerätekraft von 6 bzw. 9kN. Mit Hilfe der entwickelten Methodik beträgt die Abweichung -10 bzw. 2%. Beim Gusswerkstoff beträgt die Abweichung durch die Nutzung des Ersatzmodells -7 bzw. -4 % bei einer Gerätekraft von 6 bzw. 9kN. Mit Hilfe der entwickelten Methodik beträgt sie -0.2 und 6.7% [36].

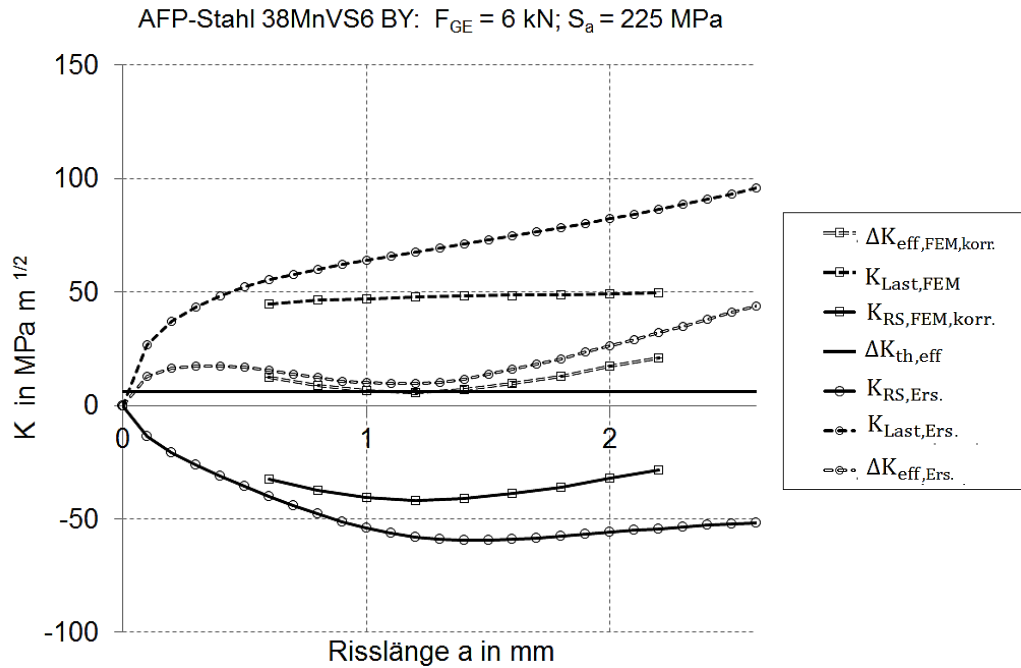


Abbildung 6.2: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=6\text{kN}$ (Werkstoff: AFP Stahl 38MnVS6 BY) [36]

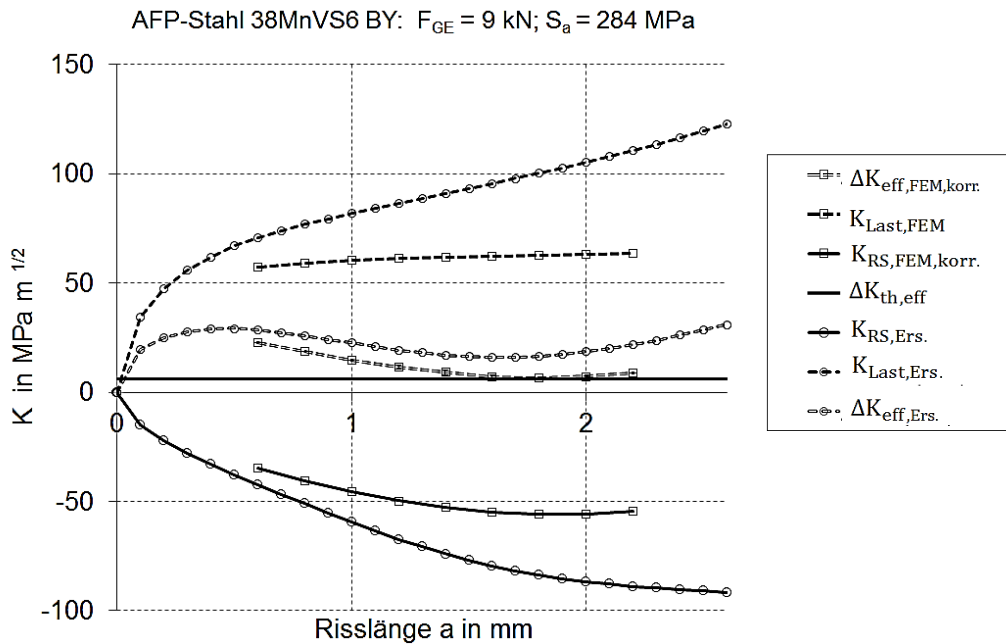


Abbildung 6.3: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=9\text{kN}$ (Werkstoff: AFP Stahl 38MnVS6 BY)

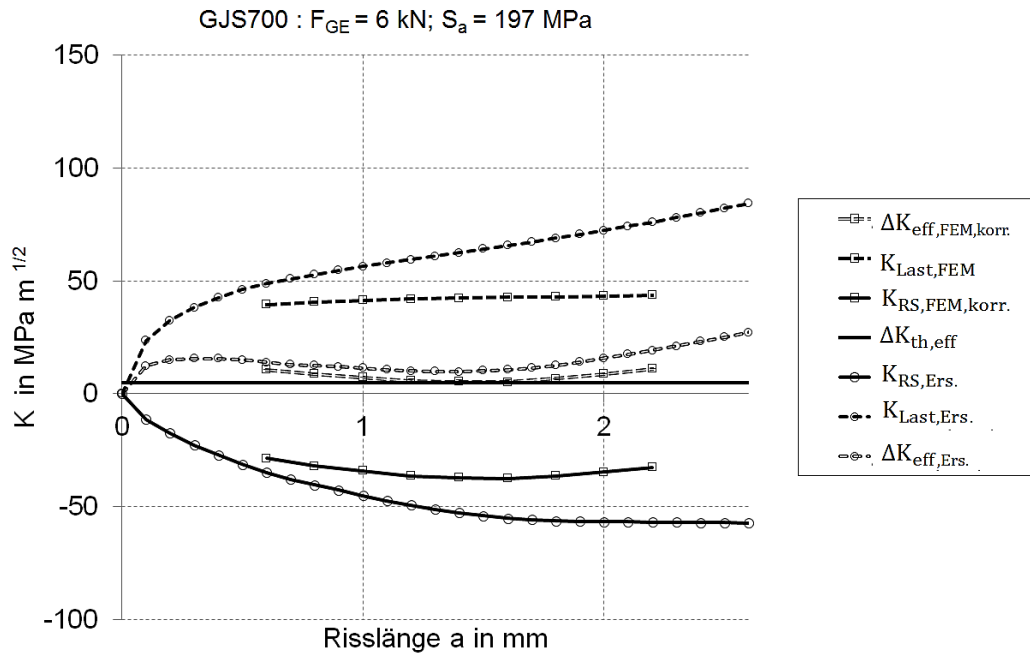


Abbildung 6.4: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=6\text{kN}$ (Werkstoff: GJS700) [36]

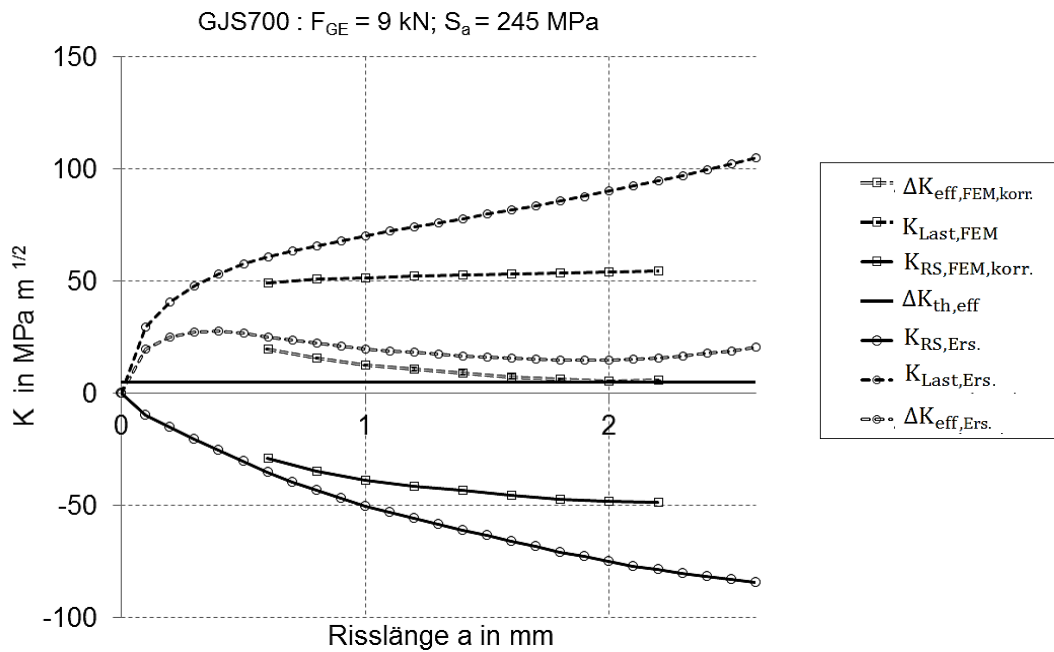


Abbildung 6.5: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=6\text{kN}$ (Werkstoff: GJS700)

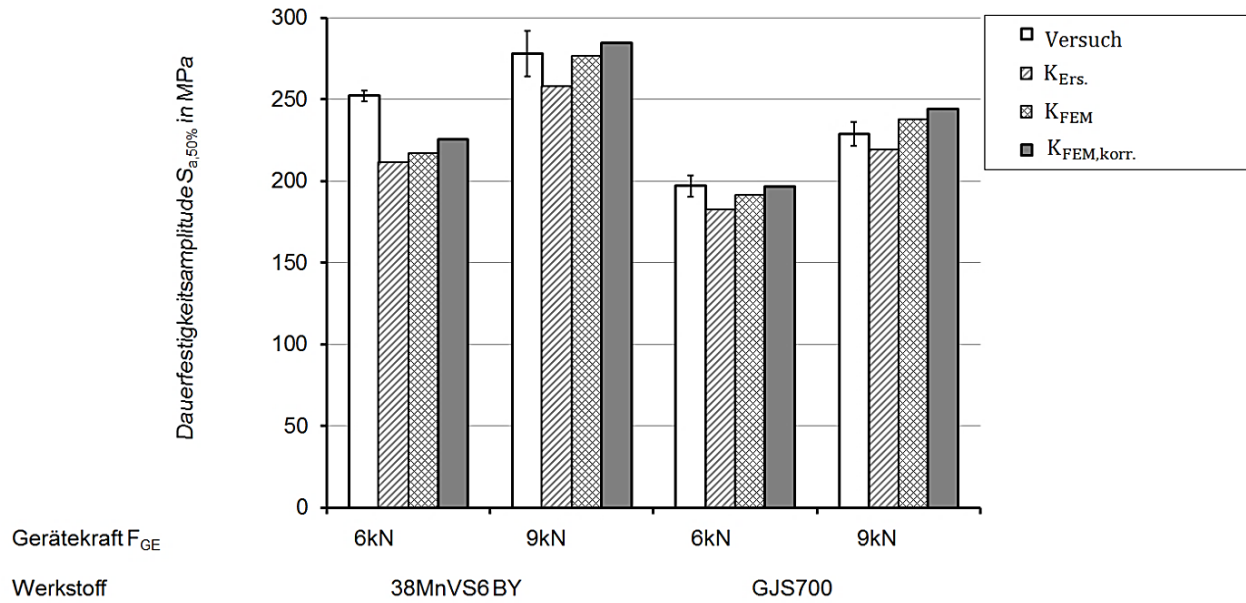


Abbildung 6.6: Vergleich von experimentell (mit 10%, 50%, 90% Überlebenswahrscheinlichkeit), mittels Ersatzmodell und mittels FEM abgeschätzten Dauerfestigkeiten der Proben unter Biegebelastung [36]

6.2 Anwendungsfall 2. Berechnung des Rissstopps an kombinierten biege- und torsionsbelasteten kurbelwellenähnlichen Proben

In **Abbildung 6.7** ist das Ergebnis der Festwalzsimulation für den kombinierten Biege- und Torsionslastfall, nach der Umlagerung durch die Versuchsbeanspruchung dargestellt. Im Vergleich zum Biegebelastungsfall ist das Auswertekoordinatensystem, um 20° gedreht, um die Hauptrichtung zu treffen [36]. Die Maxima der Eigenspannungen sind unterhalb der Oberfläche bei rd. 0,6, 0,9, 0,6 und 0,6 mm. Ihr Betrag ist mit denen der Biegebelastung vergleichbar. Der Nulldurchgang verschiebt sich in geringerem Maße in die Tiefe.

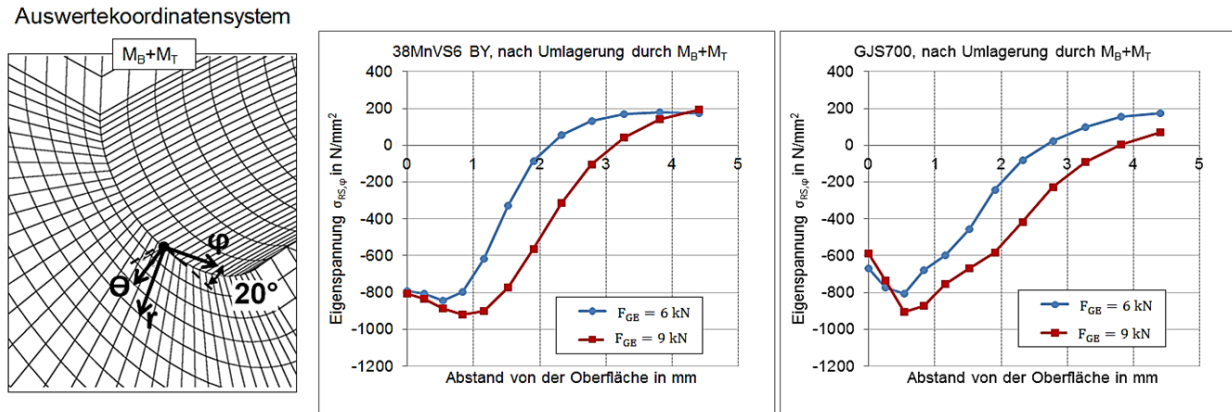


Abbildung 6.7: Verteilung der umgelagerten Eigenspannungen am kritischen Pfad der kurbelwellenähnlichen Proben nach der Torsionsbelastung [36]

Das Ergebnis der bruchmechanischen Bewertung in **Abbildung 6.8** bis **Abbildung 6.11** zeigt, dass der Rissstopp rechnerisch in einer Tiefe von 1,2 bis 1,8 mm für den AFP-Stahl 38MnVS6 BY und 1,2 bis 2 mm für den Gusswerkstoff stattfindet. Diese Werte stimmen gut mit den experimentell gewonnenen Erkenntnissen in [36] überein. **Abbildung 6.12** zeigt einen Vergleich der Dauerfestigkeiten, ermittelt mit Hilfe des Ersatzmodells und mit Hilfe der entwickelten Methodik. Auch hier zeigt sich, dass beide Modelle den Rissstopp gut beschreiben. Die entwickelte Methodik, insbesondere die korrigierten Werte, erzielen die höchste Genauigkeit bei dem AFP-Stahl 38MnVS6 BY für eine Gerätekraft von 6 und 9 kN, und beim Gusswerkstoff GJS700 für eine Gerätekraft von 6 kN. Sie beträgt -12, 4 und 0,2 % [36].

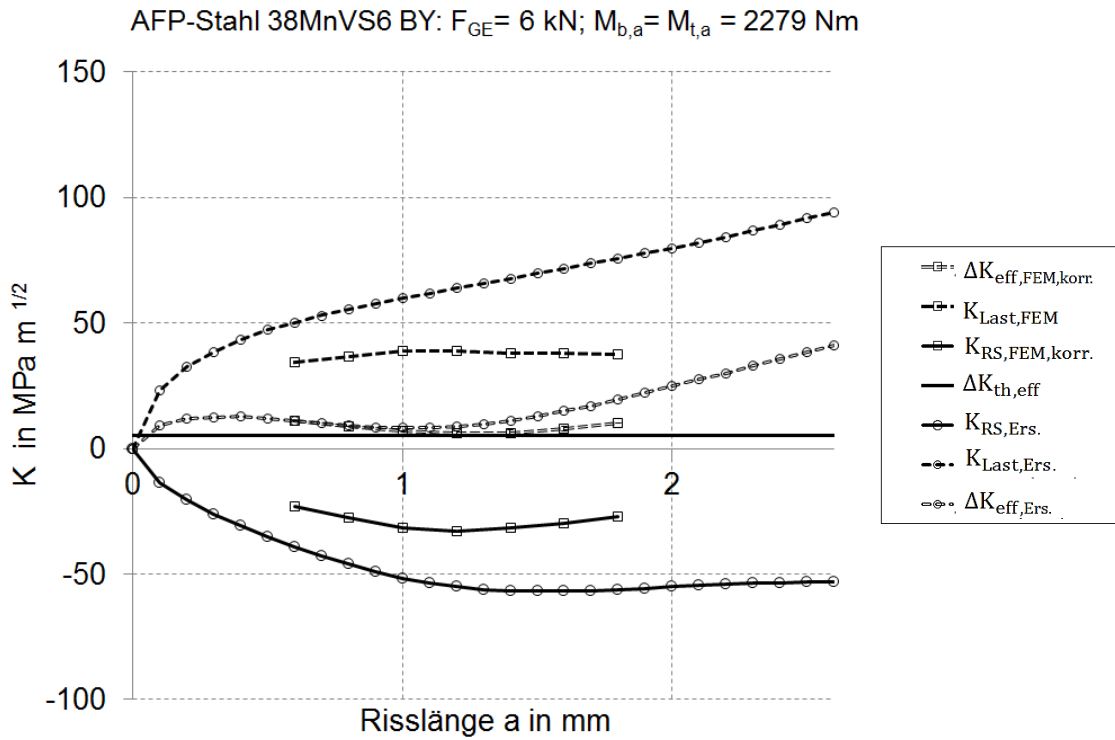


Abbildung 6.8: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=6\text{kN}$ (Werkstoff: AFP-Stahl 38MnVS6 BY) [36]

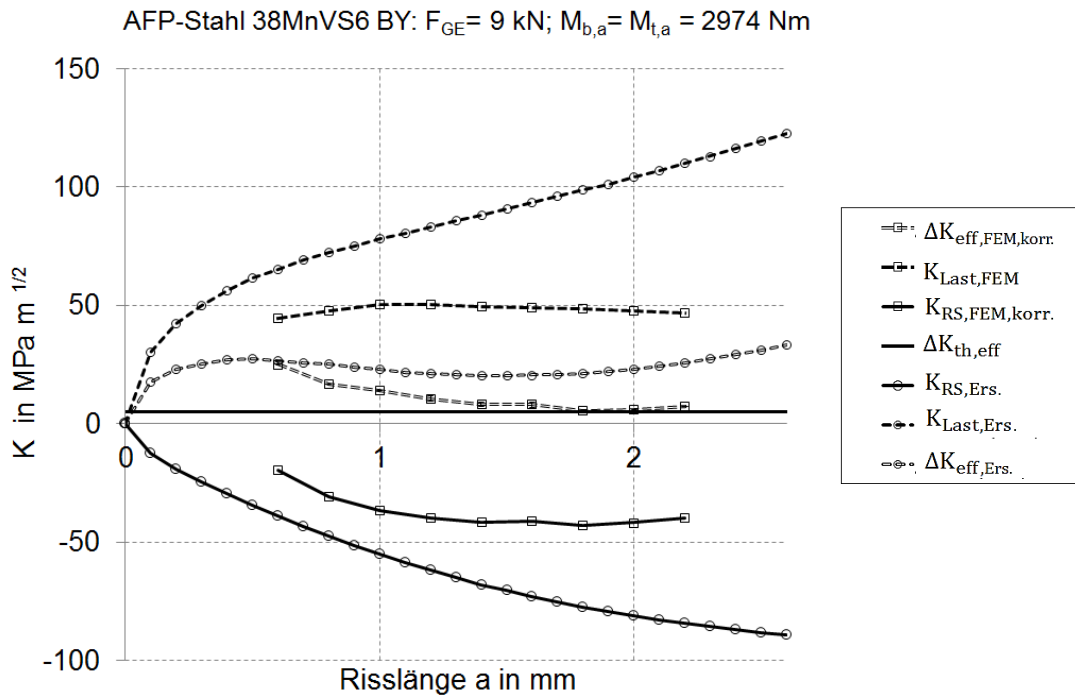


Abbildung 6.9: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=9\text{kN}$ (Werkstoff: AFP-Stahl 38MnVS6 BY)

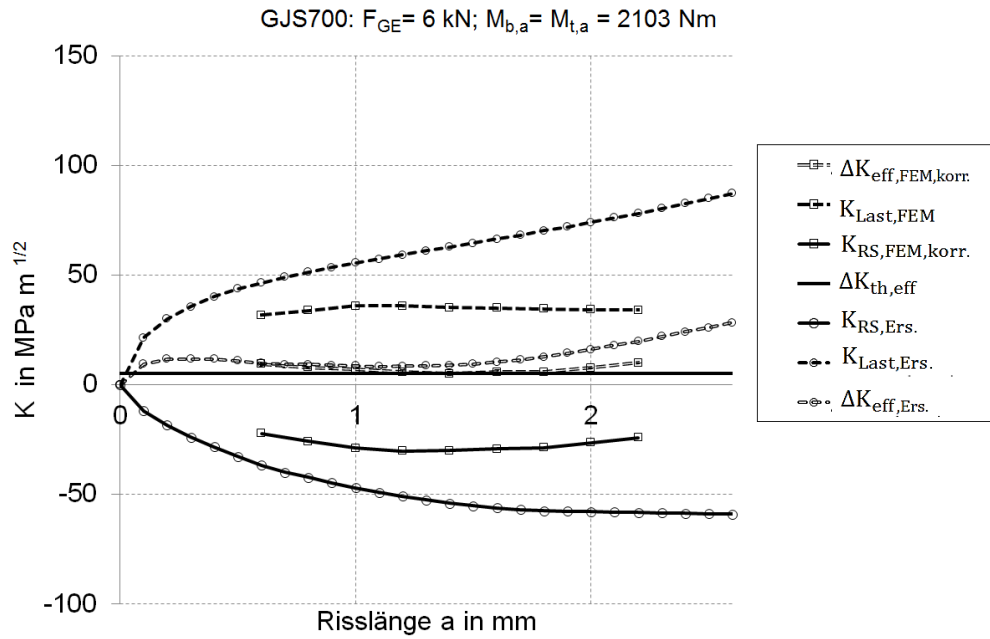


Abbildung 6.10: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=6\text{kN}$ (Werkstoff: GJS700) [36]

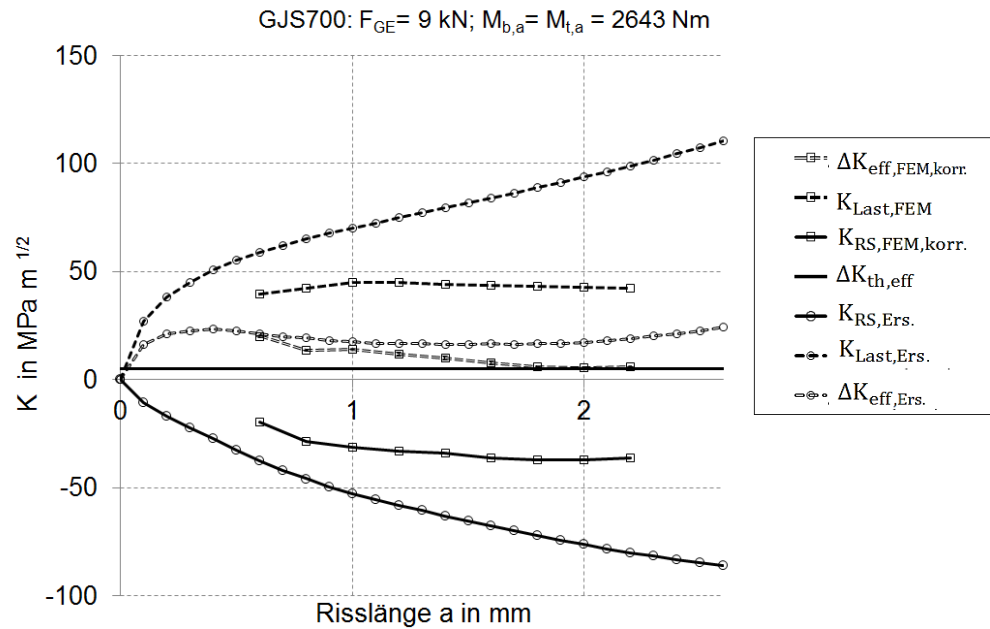


Abbildung 6.11: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten effektiven SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}), nach Festwalzsimulation mit einer Gerätekraft von $F_{GE}=6\text{kN}$ (Werkstoff: GJS700)

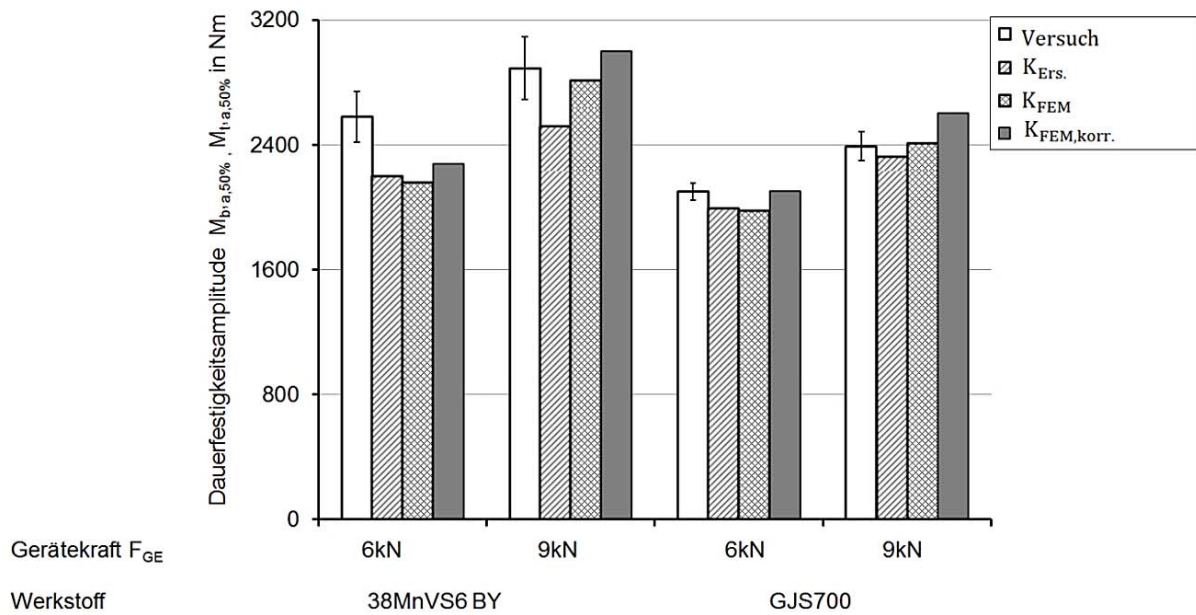


Abbildung 6.12: Vergleich von experimentell (mit 10%, 50%, 90% Überlebenswahrscheinlichkeit), mittels Ersatzmodell und mittels FEM abgeschätzten Dauerfestigkeiten der Proben unter kombinierter Biege- und Torsionsbelastung [36]

6.3 Anwendungsfall 3: Berechnung des Rissstopps an einer seriengefertigten biegebelasteten Kurbelwelle.

Das Bemessungsverfahren wurde an einer seriengefertigten Kurbelwelle aus Vergütungsstahl 42CrMo4 V verifiziert [36]. Der Eigenspannungsverlauf nach der Umlagerung durch die Biegebelastung ist in **Abbildung 6.13** dargestellt. Das Maximum der Eigenspannungen beträgt rd. 1050 MPa und befindet sich in einer Tiefe von rd. 1.2 mm. Der Nulldurchgang findet in einer Tiefe von rd. 2 mm statt. Der Verlauf des SIFs aufgrund von Last- und Eigenspannung und die Superposition in den effektiven SIF ΔK_{eff} ist in **Abbildung 6.14** dargestellt. Der berechnete Rissstopp findet in einer Tiefe von rd. 1.4 mm statt. Das Ergebnis der Dauerfestigkeitsberechnung in **Abbildung 6.15** zeigt auch hier, dass beide Methoden den Rissstopp gut beschreiben. Allerdings ist die Überlegenheit der entwickelten Methodik deutlicher, was darauf schließen lässt, dass die Abweichungen zwischen dem Ersatzmodell und der dreidimensionalen Bewertung vom Schwellenwert und von der Bauteilgeometrie abhängt.

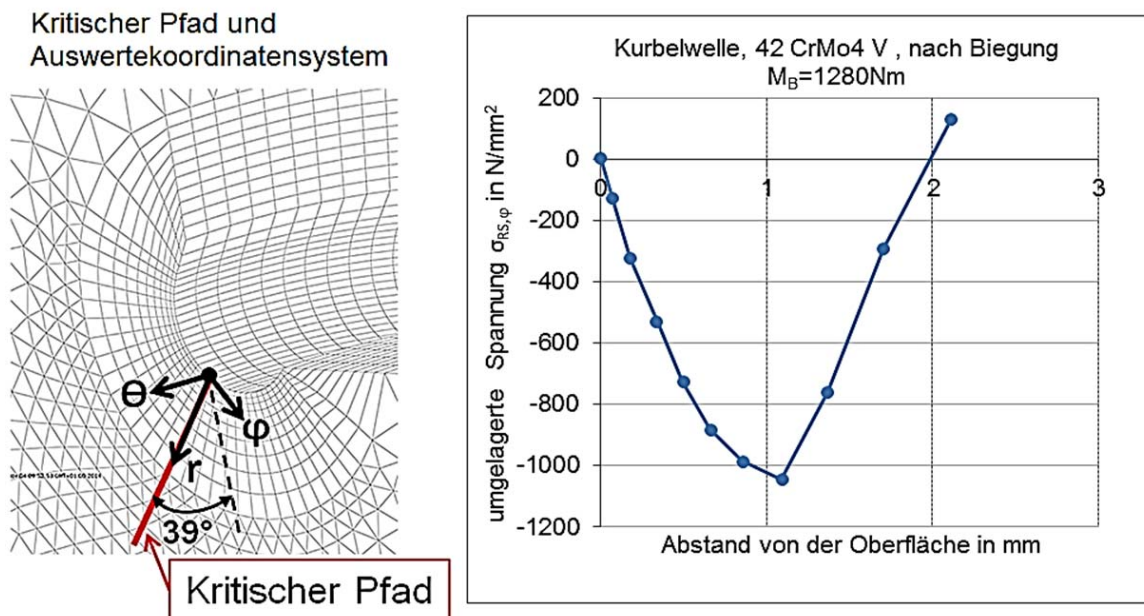


Abbildung 6.13: Verteilung der umgelagerten Eigenspannungen am kritischen Pfad der Kurbelwelle [36]

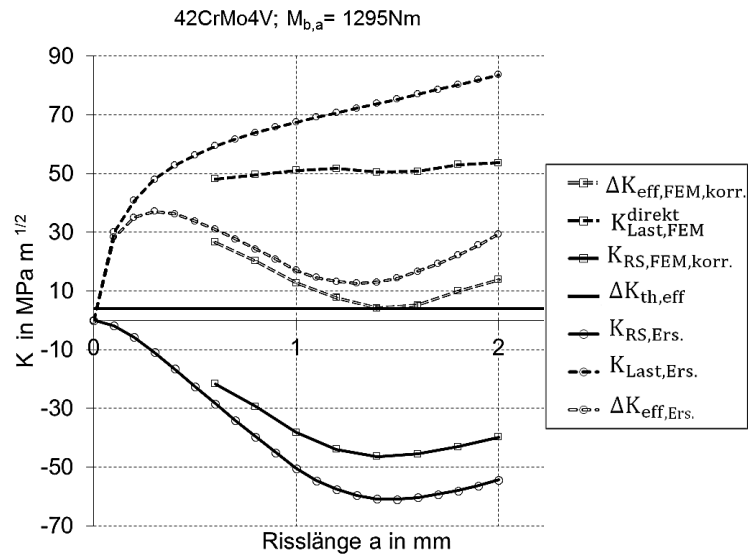


Abbildung 6.14: Verlauf der mittels Ersatzmodell (Ers.) und mittels FEM berechneten SIF aufgrund von Last (K_{Last}) und Eigenspannungen (K_{RS}) [36]

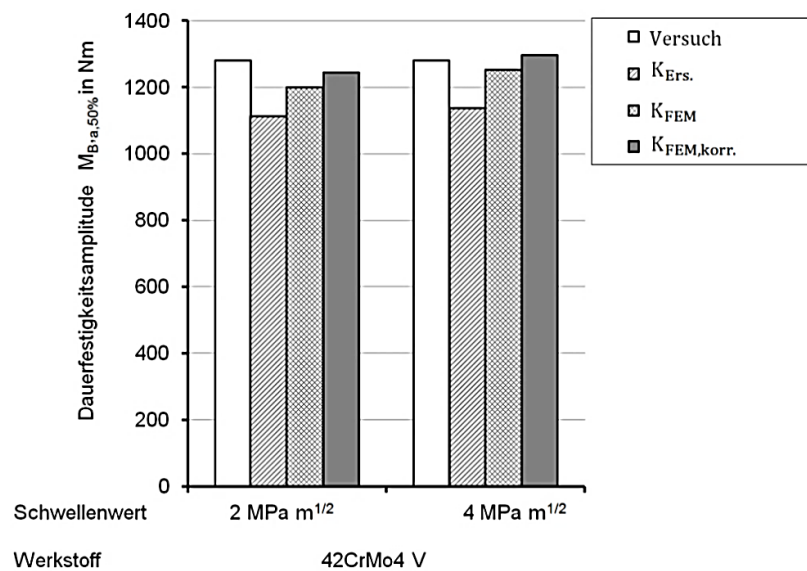


Abbildung 6.15: Vergleich von experimentell, mittels Ersatzmodell und mittels FEM abgeschätzten Dauerfestigkeiten der Kurbelwelle [36]

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Herausforderung in der vorliegenden Arbeit bestand darin, eine abgesicherte Methode zur dreidimensionalen Bewertung der Festwalzeigenspannungen mit Ansätzen der linear-elastischen Bruchmechanik zu entwickeln. Dafür wurde eine FE-Simulation des Festwalzprozesses durchgeführt. Zur Modellierung des nichtlinearen Werkstoffverhaltens wurde das Chaboche Modell [47] genutzt. Die Parameteridentifikation erfolgte mit Hilfe von dehnungs- und kraftgeregelten Versuchen an ungekerbten Zugproben. Zur Validierung der Ergebnisse wurden die berechneten Eigenspannungen mit gemessenen Werten verglichen [36]. Eine sehr gute Übereinstimmung konnte erzielt werden, sodass eine anschließende bruchmechanische Bewertung durchgeführt werden konnte, basierend auf den Ergebnissen der nicht-linearen Festwalzsimulation. Mit der LEBM wird der Rissstopp durch die Superposition der SIF aufgrund von Last und Eigenspannungen beschrieben. Die bisherige Vorgehensweise [1] nutzte hierfür das Ersatzmodell einer Scheibe mit Seitenriss, um den SIF aufgrund der Last- und Eigenspannungen zu bestimmen. Die Nutzung des Ersatzmodells unterstellte eine Vereinfachung der Geometrie, was die Akzeptanz, Robustheit und Zuverlässigkeit des Bemessungsverfahrens in Frage stellte.

Durch die vorliegende Arbeit konnte ein Werkzeug geschaffen werden, das die dreidimensionale Gestalt des Bauteils in die bruchmechanische Bewertung der Festwalzeigenspannungen integriert. Die Verifizierung der Methode an kurbelwellenähnlichen Proben aus AFP-Stahl 38 MnVS6 BY und Gusseisen mit Kugelgraphit GJS700 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen. Die Anwendung des Bemessungsverfahrens auf eine seriengefertigte Kurbelwelle aus Vergütungsstahl 42 CrMo8 V unterstrich die Praxistauglichkeit und die qualitative und quantitative Überlegenheit der entwickelten Methodik. Ihre Anwendung erfordert die Kenntnis des dreidimensionalen Verlaufs der Rissfront.

In vielen bruchmechanischen Fragestellungen besteht die Schwierigkeit darin, ein geeignetes Ersatzmodell für ein gegebenes Problem zu finden. Hier bietet sich die entwickelte Methodik an, indem sie die Suche unterstützen kann. Komplexe Rissfronten, die mit den verfügbaren Ersatzmodellen schwer zu bewerten sind, können mit der entwickelten Methodik analysiert werden.

Ein weiterer Vorteil der entwickelten Methodik ist, dass sich die Anwendung nicht nur auf das Festwalzen beschränkt. Es ist deshalb denkbar, dass andere eigenspannungsbehaftete Strukturen mit Hilfe dieses Werkzeuges analysiert werden können. Einige Beispiele sind geschweißte Strukturen, kugelgestrahlte Bauteile oder festgeklöpfte Oberflächen.

8 Literaturverzeichnis

- [1] U. Wuttke, C. Diefenbach: FVV Heft 905-2010: Dauerfestigkeit; FVV-Vorhaben Nr. 913 Dauerfestigkeitskriterien von festgewalzten Stahlkurbelwellen, 2010.
- [2] R. Schaal, C. Richter: Abschlussbericht, FVV-Heft 705-1.Vorhaben Nr. 684, Bruchmechanik und Festwalzen. Bewertung der Schwingfestigkeit festgewalzter Bauteile, 2001.
- [3] U. Jung; R. Schaal; C. Berger; H.-W. Reinig; H. Traiser: Berechnung der Schwingfestigkeit festgewalzter Kurbelwellen. Mat.-wiss u. Werkstofftech. 29, 1998.
- [4] Achmus, C.: Messung und Berechnung des Randschichtzustands komplexer Bauteile nach dem Festwalzen. Dissertation, TU Braunschweig, 1999.
- [5] W. Weißbach: Werkstoffkunde. Strukturen, Eigenschaften, Prüfung. 18.Auflage, Vieweg +Teubner Verlag, 2012.
- [6] K.-H. Kloos.; B. Kaiser; J. Adelman.: Optimieren der Schwingfestigkeit duktiler Gusseisenwerkstoffe durch Festwalzen. Konstruieren + Gießen 14 (1989), Nr.1.
- [7] C. Achmus; U. Jung; B. Kaiser.; H. Wohlfahrt.: FEM-Simulation des Festwalzens von Kurbelwellen. Konstruktion, 49(10), S. 31-34, 1997.
- [8] B. Hänel; G. Wirthgen: Rechnerischer Festigkeitnachweis für Maschinenbauteile. Vorhaben Nr.154 des Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. Heft Nr.183 (1994).
- [9] K. Röttger; G. Wilcke, S. Mader: Festwalzen, eine Technologie für effizienten Leichtbau Mat.-wiss. U. Werkstofftechn. 2005, 36 N0.
- [10] U. Jung; R. Schaal; C. Berger; H.-W. Reinig; H. Traiser: Berechnung der Schwingfestigkeit festgewalserter Kurbelwellen. Mat.-wiss. und Werkstofftech., 29, S. 1-16,1998.
- [11] R. Schaal; Berechnung der Dauerfestigkeit festgewalzter Bauteile durch FEM-Festwalzsimulation und Methoden der linear-elastischen Bruchmechanik. Diss. TU Darmstadt, Darmstadt, 2002.
- [12] B. Huchtemann und V. Schüler: Entwicklungsstand der ausscheidungshärtenden ferritisch-perlitischen (AFP-) Stähle mit Vanadinzusatz für eine geregelte Abkühlung von der Warmformgebungstemperatur, Krefeld.
- [13] A.M. Wolfsburg, K. Hinkelmann und A. Esderts: Zur Auswertung von Schwingfestigkeitsversuchen im Zeitfestigkeitsbereich, 2011.
- [14] C. Sonsino: "Dauerfestigkeit" - Eine Fiktion, Konstruktion 57 (2005), Nr.4, S.87-92

-
-
- [15] A. Wöhler: Über Versuche zur Ermittlung der Festigkeit von Achsen, Zeitschrift für Bauwesen 13 (1863), S. 583-616
- [16] E. Haibach: Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, Springer-Verlag, 2. Auflage, Berlin (2002)
- [17] D. Radaj, M. Vormwald: Ermüdungsfestigkeit, Grundlagen für Ingenieure 3. Auflage, 2007
- [18] B. Scholtes: Eigenspannungen in mechanisch randschichtverformten Werkstoffzuständen. DGM Informationsgesellschaft mbH, 1990
- [19] R. van Basshuysen, F. Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotor, Grundlagen Komponenten Systemen Perspektiven. 7. Auflage, Springer 2015
- [20] B. Fuchsbauer: Ermüdungseigenschaften festgewalzter Probestäbe. In: Festwalzen und Glattwalzen zur Schwingfestigkeitssteigerung von Bauteilen. DVM-Arbeitskreis Betriebsfestigkeit, DVM, 1982.
- [21] S. Meynen.: Skript zur Vorlesung die Methode der finiten Elemente in der Strukturmechanik, Technische Universität Darmstadt, 2004.
- [22] U. Jung.: FEM-Simulation und experimentelle Optimierung des Festwalzens bauteilähnlicher Proben unterschiedlicher Größe. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1996.
- [23] U. Jung; B. Kaiser; K. H. Kloos und C. Berger: Festwalzeigenspannungen per Computer-Simulation bestimmen. Mat.-wiss., u. Werkstofftech. 27, 159-164. Weinheim 1996.
- [24] A.J. Allen; M. T. Hutchings; C. G. Windsor; C. Andreani: Neutron Diffraction Methods for the Study of Residual Stress Fields. Advances in Physics 34 (1985), S. 445-473.
- [25] R. Schaal; U. Jung; B. Kaiser; C. Berger; Berechnungskonzept zur Bewertung der Wirkung von Festwalzeigenspannungen auf den Rissfortschritt in Kerben. In: 31. Tagung des DVM-Arbeitskreises Bruchvorgänge, DVM Bericht 231, S. 287-295, 1999.
- [26] B. Klein: FEM Grundlagen und Anwendung der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. 10., verbesserte Auflage, 2015
- [27] G.R. Irwin: Analysis of stresses and strains near the end of crack traversing a plate, J. Appl. Mech. 24, 361-364, 1957.
- [28] M. Vormwald: Umdruck zur Vorlesung Bruchmechanik. 2007
- [29] D. Gross: Bruchmechanik, 2. Völlig neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer Berlin;Heidelberg; New York; Barcelona; Budapest; Hongkong;London; Mailand; Santa Clara; Singapur; Tokio: Springer, 1996

-
- [30] P. Livieri; F. Segala und O. Ascenzi: Analytic evaluation of the difference between Oore-Burns and Irwin stress intensity factor for elliptical cracks. *Acta Mechanica*, 176(1):95–105, 2005.
- [31] H.A. Richard; M. Sander: *Ermüdungsrisse erkennen, sicher beurteilen und vermeiden. 2., erweiterte Auflage*, Springer Vieweg 2012
- [32] H.L. Montenegro; A. Cisilino und J. L. Otegui: A Weight Function Methodology for the Assessment of Embedded and Surface Irregular Plane Cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, 73(17):2662–2684, 2006.
- [33] A. Liebisch: Einflüsse des Festwalzens auf die Eigenspannungsverteilung und die Dauerfestigkeit einsatzgehärteter Zahnräder. Dissertation, Universität Karlsruhe (T.H), 1990.
- [34] A. Liebisch: Bestimmung der Festwalzeigenspannungen in einsatzgehärteten Zahnrädern mit der Finite-Elemente-Methode. *VDI-Z*, 133, S. 73-79, 1991.
- [35] B. Hachi; S. Rechak; M. Haboussi; M. Taghite und G. Maurice: Computation of stress intensity factor in cracked plates under bending in static and fatigue by a hybrid method. *International Journal of Fatigue*, 29(9-11):1904–1912, 2007.
- [36] G. Fomen; C. Diefenbach: Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben 1079: Dauerfestigkeit II, Bewertung der Schwingfestigkeit von festgewalzten Kurbelwellen unterschiedlicher Werkstoffe, Frankfurt 2014.
- [37] W. Brocks: Manuskripte zur Vorlesung Plastizität und Bruchmechanik, Institut für Mechanik, TU-Berlin, 2012.
- [38] D. Eckart; B.-A. Behrens: *Handbuch Umformtechnik. Grundlagen, Technologien, Maschinen*. Springer Berlin, Heidelberg, 2007.
- [39] D.C. Drucker: On the postulate of stability of materials in the mechanics of continua. *J. Mecanique* 3 , S. 235-249, 1964.
- [40] J. Betten: Über die Konvexität von Fließkörpern isotroper und anisotroper Stoffe. *Acta Mech.*, 32, S. 233-247, 1979.
- [41] R. von Mises: Mechanik der plastischen Formänderung von Kristallen. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, 8: 161-195, 1928.
- [42] R. Döring: Zum Deformations- und Schädigungsverhalten metallischer Werkstoffe unter mehrachsiger nichtproportionaler zyklischer Beanspruchung. Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der TU Darmstadt, Heft 78, 2006.
- [43] W. Prager: The theory of plasticity: A survey of recent achievements. *Proc. Int. Mech. Eng.*, 169, S. 41-57, 1955.

-
-
- [44] H. Ziegler: A modification of prager's hardening rule. *Quarterly Applied Mathematics*, 17(1): 55-65, 1959.
- [45] P.J. Armstrong; C. O. Frederick: Mathematical representation of the multi-axial Bauschinger Effect. CEEGB Report RD /B /N 731. Central Electricity Generating Board, Basel, 1966.
- [46] J.L. Chaboche, K. Dang Van and G. Cordier: Medelization of the strain memory effect on the cyclic of 316 stainless steel. In 5th Int. Conf. Struct. Mech. In Reachtor Techn.,volume Div. L, page L11/3, 1979.
- [47] J. Lemaitre.; J,-L Chaboche: *Mechanics of Solid Materials*. Cambridge University Press, 1990.
- [48] ABAQUS User's Manual: Software Version 6.11.3, 2011.
- [49] M. Vormwald.; Anrisslebensdauervorhersage auf Basis der Schwingbruchmechanik für kurze Risse, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, Heft47, Technische Universität Darmstadt, 1998
- [50] FKM-Richtlinie: Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 3. Auflage, VDMA-Verlag GmbH, 2006.
- [51] Xian-Kui zhu; James A. Joyce: Review of fracture toughness (G, K, J, CTOD, CTOA) testing and standardization. *Engineering Fracture mechanics* 85 (2012) 1-46, 2012.
- [52] M. Kuna: *Numerische Beanspruchungsanalyse von Rissen, Finite Elemente in der Bruchmechanik*, Vieweg + Teuber, 1. Auflage, Wiesbaden 2008.
- [53] *Qualitätsmanagement-Handbuch, Materialprüfungsanstalt Darmstadt: Planung, Durchführung und Auswertung von Schwingversuchen*, 2012.
- [54] G.R. Irwin: Analysis of stresses and strains near the end of crack traversing a plate, *J. Appl. Mech.* 24, 361-364, 1957.
- [55] T. Fett; D. Munz: *Computational Mechanics Publication, Advances in Fracture Series, Stress Intensity Factors und Weight Functions*, 1997.
- [56] S. Courtin; C. Gardin; G. Bézine; H. Ben Hadj Hamouda: Advantages of the J-Integral approach for calculating stress intensity factors when using the commercial finite element software ABAQUS. *Engineering fracture mechanics* 72 (2005) 2174-2185.
- [57] Y. Murakami: *Stress Intensity Factors Handbook*. Pergamon Press, 1993.
- [58] H. Tada; G. R. Irwin; P. C. Paris; Hrsg. *The stress analysis of cracks Handbook*, Del Research Corporation, 1985.
- [59] P. Gumbsch; O. Kraft; D. Weygand: *Umdruck zur Vorlesung: Versagensverhalten von Konstruktionswerkstoffen*; Institut für Zuverlässigkeit von Bauteilen und Systemen, Universität Karlsruhe, 2006.

-
-
- [60] J.D. Eshelby: "The continuum theory of lattice defects", Prog. Solid States Physics 3(1965), 79-114
- [61] J.R. Rice: "A Path Independent Integral and the Approximate Analysis of Strain Concentration by Notsches and Cracks", Journal of applied mechanics 35, 379-386, 1968.
- [62] T.L. Anderson: Fracture mechanics, fundamentals and applications. 3rd ed. Norway: CRC Press, Taylor and Francis Group; 2005
- [63] K.-H. Schwalbe: Bruchmechanik metallischer Werkstoffe. Carl Hanser Verlag, München Wien, 1980.
- [64] H.A. Richard, M. Sander: Ermüdungsrisse erkennen, sicher beurteilen und vermeiden. 1. Auflage, Vieweg+Teubner, Wiesbaden 2009.
- [65] S. Bordas; P. V. Nguyen; C. Dunant; A. Guidoum; und H. Nguyen-Dang: An extented finite element library. In: International Journal for Numerical Methods in Engineering 71 (2007), S. 706-732.
- [66] I. Bruss: Dreidimensionale Schädigungsmodellierung heterogener Materialien, Dissertation, Universität Stuttgart, 2011.
- [67] M. Kästner: Skalenübergreifende Modellierung und Simulation des mechanischen Verhaltens von textilverstärktem Polypropylen unter Nutzung der XFEM, Dissertation, Technischen Universität Dresden, 2009.
- [68] B.L. Karihaloo; Q. Z. Xiao: Modelling of stationary and growing cracks in FE framework without remesching: a state-of-the-art review. In: Computer and Structures 81 (2003), S. 119-129.
- [69] M. Sander: Sicherheit und Betriebsfestigkeit von Maschinen und Anlagen, Konzepten und Methoden zur Lebensdauervorhersage, Springer, 2008.
- [70] ASTM: Annual Book of ASTM Standards 2005. Section 3: Metals Test Methods and Analytical Procedures, Volume 03.01, Metals – Mechanical Testing; Elevated and Low-Temperature Tests; Metallography.
- [71] S. Greuling: Dauerfestigkeitsberechnung autofrettierter innendruckbelasteter Bauteile mit Bohrungskreuzungen unter Berücksichtigung stehen bleibender Risse. Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Universität Darmstadt, 2005.
- [72] H. Döker: Fatigue crack growth threshold: implications, determination and data evaluation. Int. J. Fatigue Vol. 19, Supp. No. 1, pp. S145–S149, 1997.
- [73] J.C. Jr. Newman: A Crack Opening Stress Equation for Fatigue Crack Growth. In: Intern. J. Fracture, Vol. 24, No. 3, 1984, pp. R131-135.
- [74]- H.R. Schwarz: Methode der Finite Elemente. B.G. Teubner. Stuttgart, 1991

-
- [75] J.L. Desjardins; D. J. Burns und J. C. Thompson: A Weight Function Technique for Estimating Stress Intensity Factors for Cracks in High Pressure Vessels. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 113:10–21, 1991
- [76] H. Döker; K.-H. Trautmann: □Kth-Bestimmung an 42CrMo4. *Ergebnisbericht*, 2006
- [77] R.A. Hans Albert, M. Sander: *Ermüdungsrisse erkennen, sicher beurteilen, vermeiden. 2., erweiterte Auflage*, Springer+Vieweg 2012.
- [78] D. Taylor: *A Compendium of Fatigue Thresholds and Growth Rates*. Engineering Materials Advisory Services, Warley, 1985.
- [79] L.P. Pook. Fatigue Crack Growth Data for Various Materials Deduced from the Fatigue Lives of Precracked Plates. In: *Stress Analysis and Growth of Cracks*, STP 513, S. 106-124. American Society for Testing and Materials, 1972.
- [80] H. Döker.: Schwellenwert für Ermüdungsrisssausbreitung: Bestimmung und Anwendung. In: *DVM-Bericht 234*, Deutscher Verband für Materialforschung und –prüfung e. V., Berlin, 2002, S. 9-18
- [81] A.K. Vasudevan; K. Sadananda; N. Louat: A review of crack closure, fatigue crack threshold and related phenomena. In: *Materials Science and Engineering*, Vol. A188, 1994, pp. 1-22.
- [82] K. Sadananda; A.K. Vasudevan: Crack tip driving forces and crack growth representation under fatigue. In: *Intern. J. Fatigue*, Vol. 26, 2004, pp. 39-47.
- [83] B. Hachi; S. Rechak; M. Haboussi; M. Taghite und G. Maurice: Computation of stress intensity factor in cracked plates under bending in static and fatigue by a hybrid method. *International Journal of Fatigue*, 29(9-11):1904–1912, 2007.
- [84] P. Livieri; F. Segala und O. Ascenzi: Analytic evaluation of the difference between Oore-Burns and Irwin stress intensity factor for elliptical cracks. *Acta Mechanica*, 176(1):95–105, 2005
- [85] DIN 969:1997-12: *Verbindungselemente mit Gewinde - Schwingfestigkeitsversuch bei Axialbelastung, Prüfverfahren und Auswertung der Ergebnisse*, 1997.
- [86] H. Gao und J. Rice: Somewhat circular tensile cracks. *International Journal of Fracture*, 33(3): 155–174, 1987.
- [87] H.L. Montenegro; A. Cisilino und J. L. Otegui: A Weight Function Methodology for the Assessment of Embedded and Surface Irregular Plane Cracks. *Engineering Fracture Mechanics*, 73(17):2662–2684, 2006.

-
-
- [88] FracSafe V2.1, Software zur Durchführung bruchmechanischer Berechnungen nach der FKM-Richtlinie "Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile". www.fracsafe.de, VDMA Verlag GmbH, 2006.
- [89] B. Trollé a,b, M.-C. Baietto a, A. Gravouil a,c, S.H. Mai b, B. Prabel: 2D fatigue crack propagation in rails taking into account actual plastic stresses. *Engineering Fracture Mechanics* 123 (2014) 163–181; 2014
- [90] M. Perl, J. Perry: A numerical model for evaluating the residual stress field in an autofrettaged spherical pressure vessel incorporating the bauschinger effect. The 2007 ASME Pressure Vessels and Piping Conference. Fatigue in High Pressure Vessels – paper 26072, San Antonio, Texas, July 2007
- [91] P.C. Paris; F. Erdogan: A critical analysis of crack propagation laws. *J. of Basic Engineering*, 85:528-534, 1960.
- [92] W. Elber: Fatigue crack closure under cyclic tension. *Engng. Fract. Mech.* 2 (1970) , 37.
- [93] E. Broszeit; J. Adelman: Schwingfestigkeitssteigerung durch Festwalzen – Grundlagen und Anwendung. IfW TU Darmstadt, S 63-82 in: E. Broszeit, H. Steindorf *Mechanische Oberflächenbehandlung*, S 63-82, DGM Informationsgesellschaft mbH, 1989.

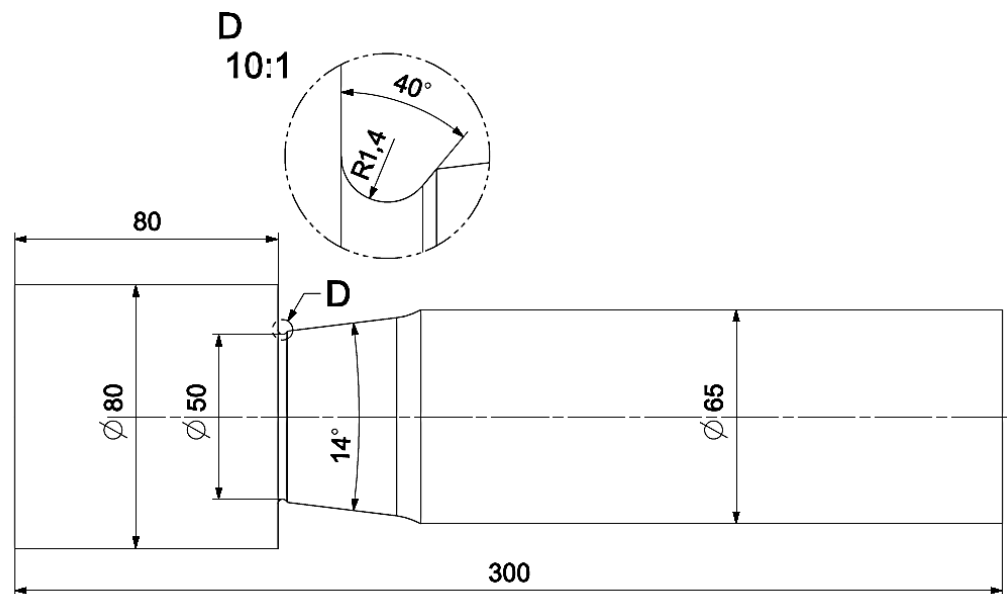
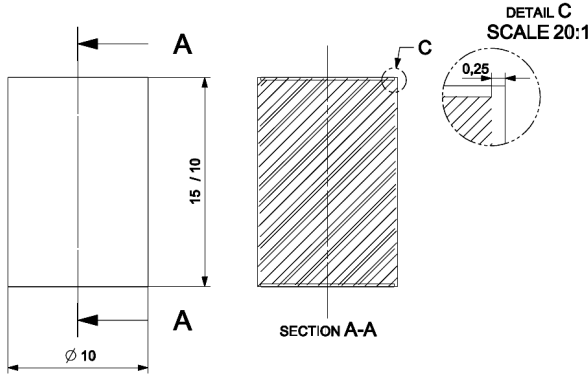
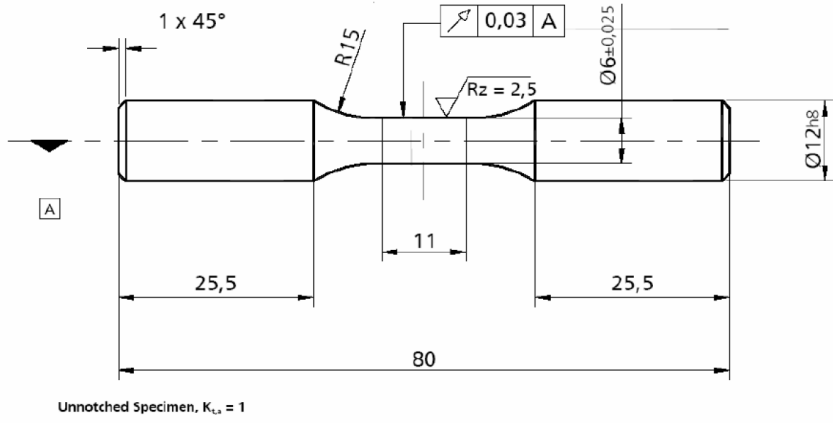
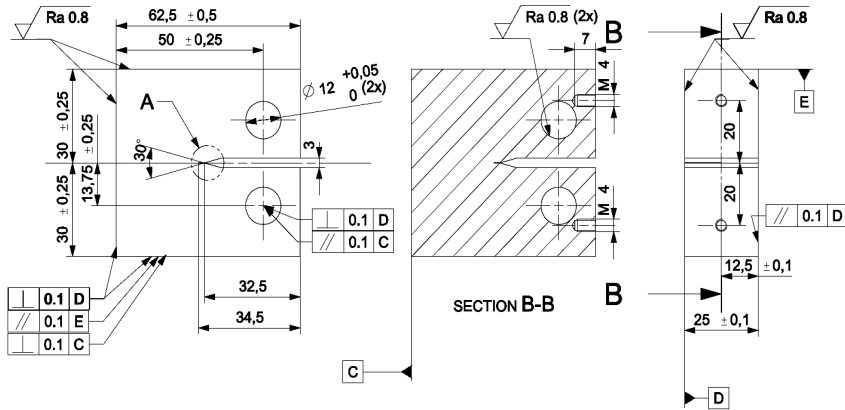


Abbildung A1: Probenabmessungen.

Tabelle A 1: Randbedingungen des Festwalzprozesses.

Rollendurchmesser D_r in mm	14.6
Profilradius r_R in mm	1.3
Freiwinkel α_F in °	55
Abstand A in mm	1.3
Kraftwinkel α_w in °	35
Gerätkraft F_{GE} in kN	6 und 9
Anzahl der Überrollungen \ddot{u}	13

Tabelle A 2: Geometrie der Werkstoffproben für die Werkstoffversuche.

Versuch	Probengeometrie
Zugversuch	DIN 50125, B10x50
Druckversuch	
Kraft- und Dehnungsgeregelte Versuche	
Rissfortschrittsversuche	

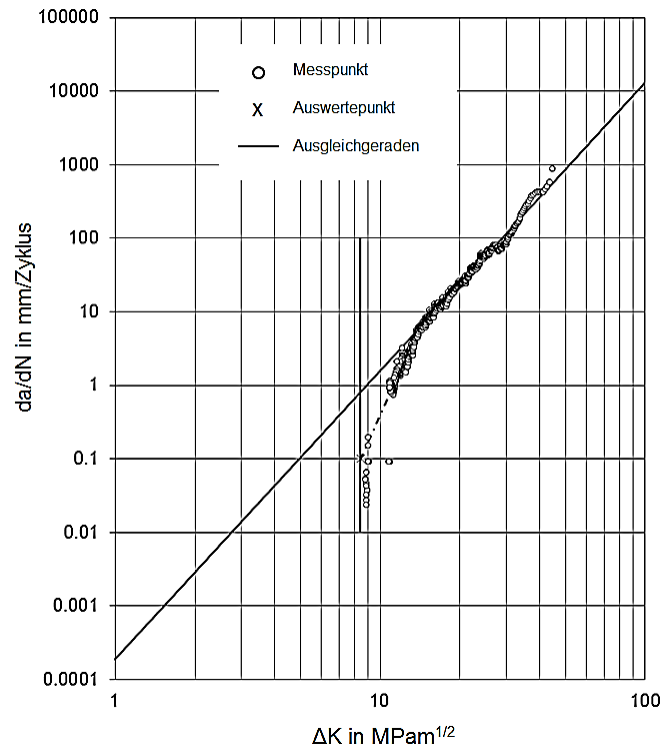


Abbildung A 2: Ergebnis der Rissfortschrittsuntersuchung am Beispiel des AFP-Stahls 38MnVS6 BY ($R = 0.1$).

Tabelle A 3: Experimentell bestimmte Schwellenwerte.

Werkstoff	38MnVS6 BY	
R-Verhältnis	0.1	0.8
ΔK_{th} in MPa m ^{1/2}		
Versuch 1	8.42	-
Versuch 2	11.5	-
Versuch 3	10.67	
Versuch 4		2.92
Mittelwert	10.19	2.92

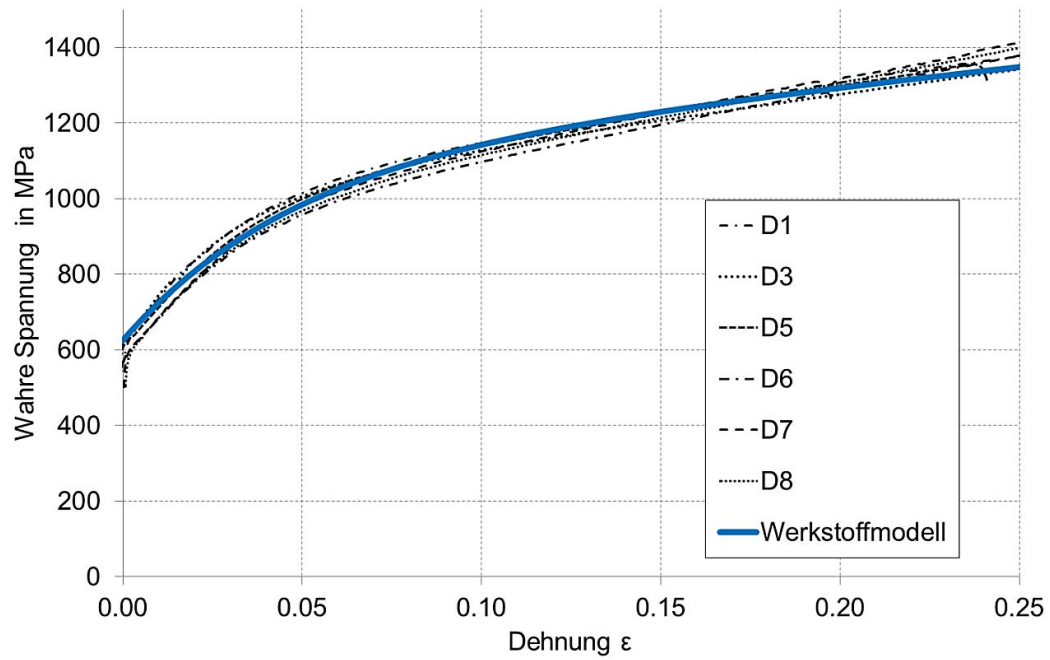


Abbildung A 3: Vergleich von statisch im Druckversuch gemessener und gerechneter Spannung-Dehnungskurve.

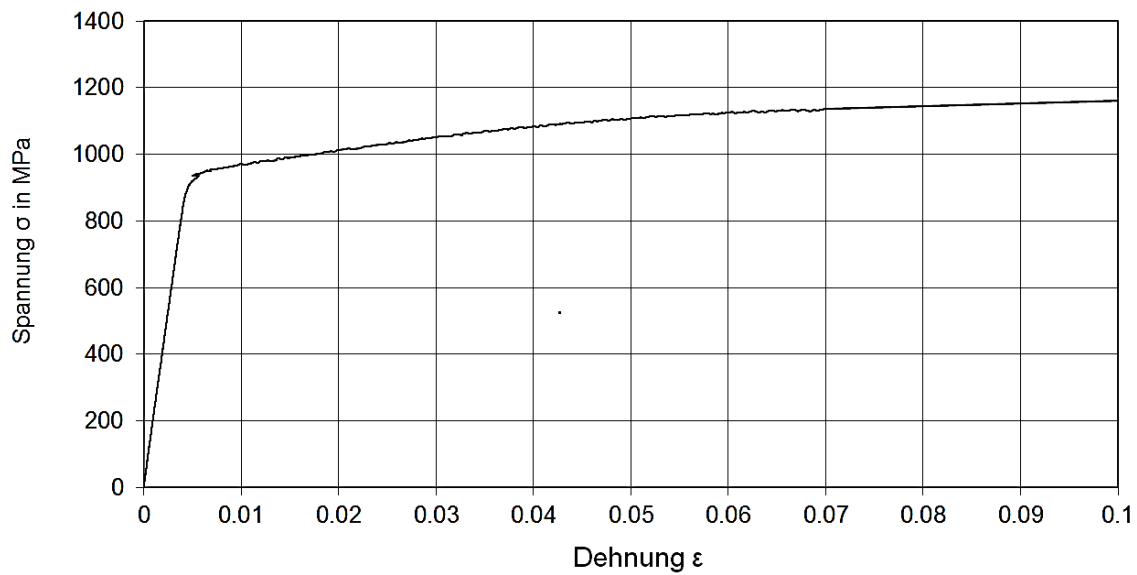


Abbildung A 4: Für die Simulation genutzte zügige Spannung-Dehnungskurve des Vergütungsstahls 42 CrMo4V.

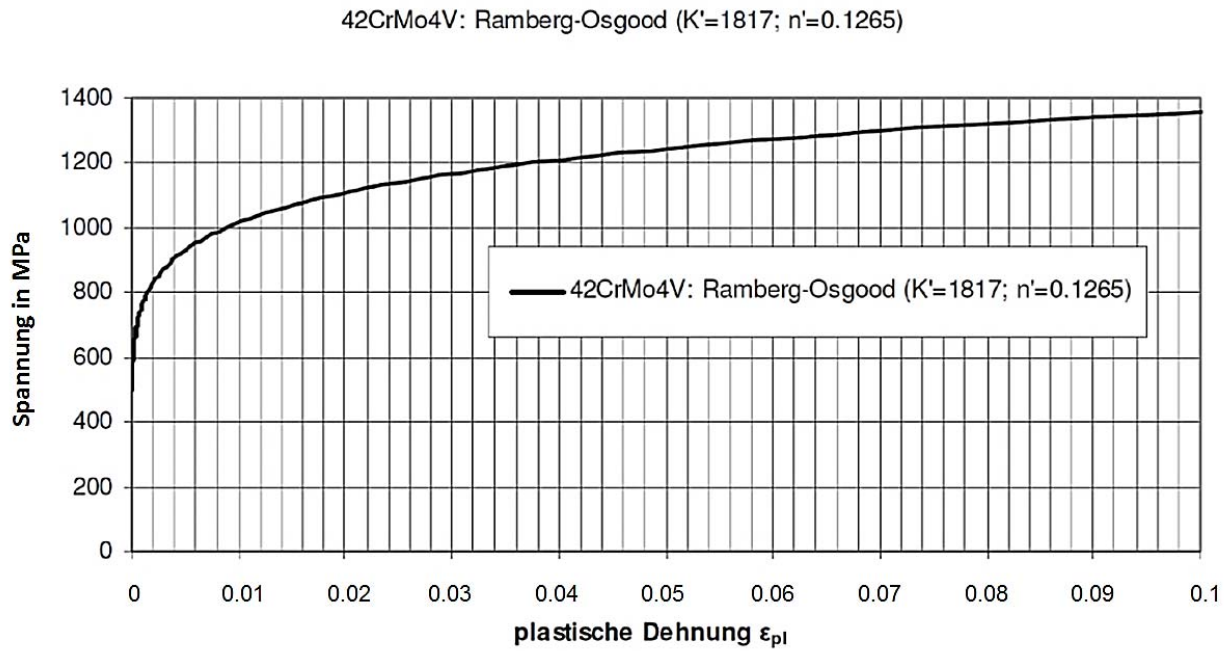
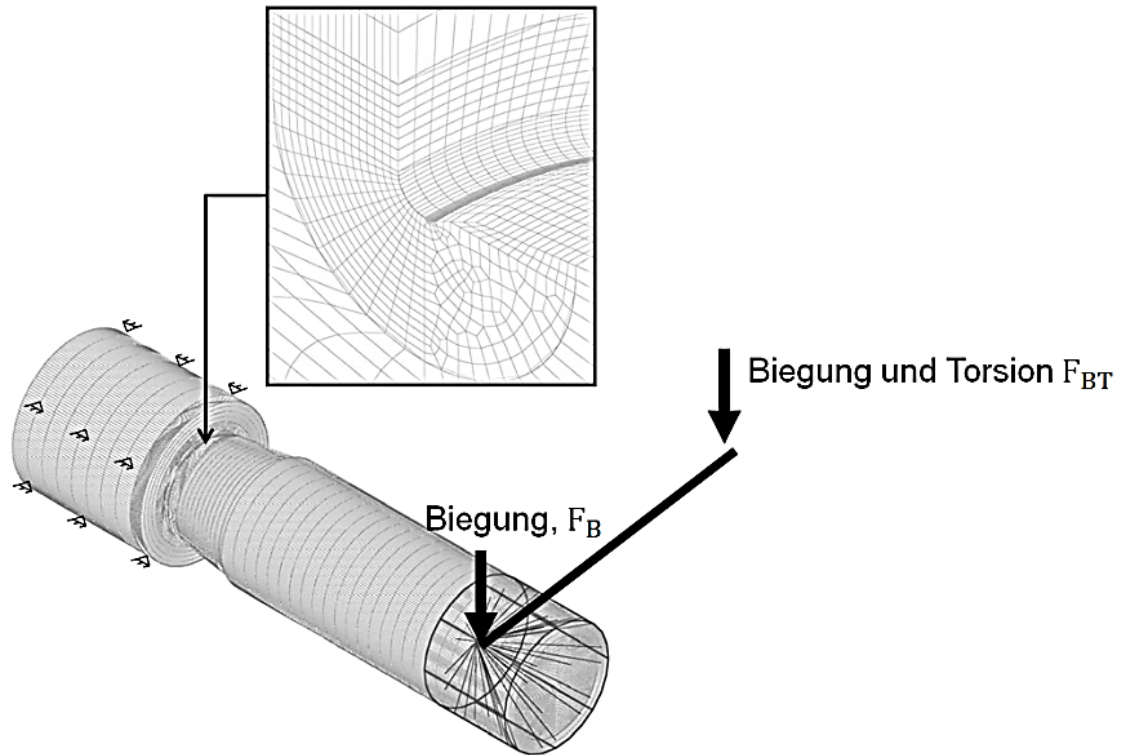
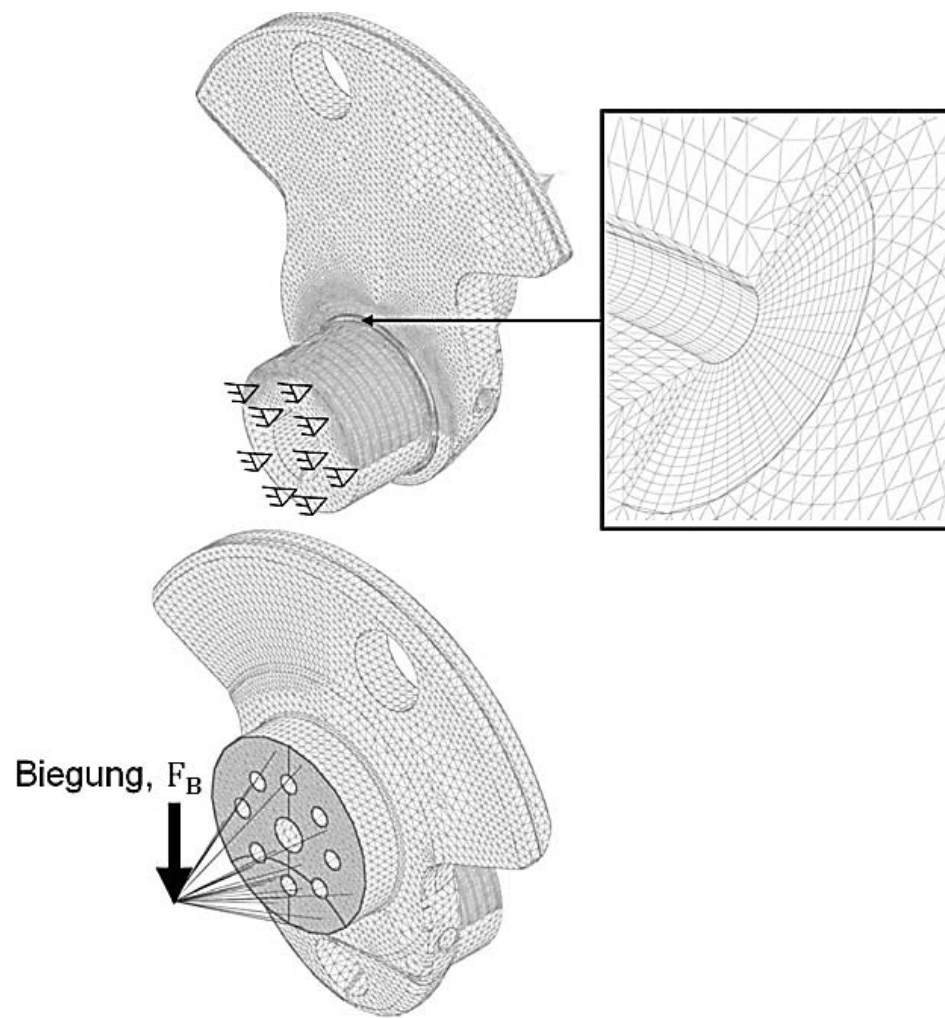


Abbildung A 5: Nach Ramberg-Osgood angenäherte zyklisch stabilisierte Spannung-Dehnungskurve des Vergütungsstahls 42 CrMo4V.



Materialmodell	linear-elastisch
Elementtyp,-größe	Global: C3D8, 7.5mm / Lokal C3D20, 0.4 mm
Elementanzahl	250 000

Abbildung A 6: Berechnungsmodell zur Bestimmung der elastischen Spannungsverteilung an der kurbelwellenähnlichen Probe.



Materialmodell	Linear-elastisch
Elementtyp,-größe	Global: C3D10, 3mm / Lokal C3D20, 0.3 mm
Elementanzahl	315 000

Abbildung A 7: Berechnungsmodell zur Bestimmung der elastischen Spannungsverteilung an der Kurbelwelle.